

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra výrobních strojů a konstruování

## **Optimalizace konstrukce pecního vozu**

Design optimization vehicle of furnace

**Student:**

Bc. Tomáš Krupa

**Vedoucí diplomové práce:**

doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

Ostrava 2015

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Tomáš Krupa**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje  
Téma: **Optimalizace konstrukce pecního vozu**  
**Design Optimization Vehicle of Furnace**

### Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte rešerši dané problematiky. Dále zpracujte analýzu problému, obecný popis současného stavu a návrh řešení konstrukce pecního vozu pro vsázku o hmotnosti 300 tun, včetně statického výpočtu. Vůz bude sloužit k přepravě vsázky, po kolejích, do žíhací pece. Proveďte potřebné pevnostní a napěťové analýzy rámu a dimenzování pohonu pecního vozu. Pro navržené konstrukční řešení vozu zpracujte výkresovou dokumentaci v požadovaném rozsahu. Detailní specifikaci provozních, manipulačních a dalších parametrů určí zadavatel práce – VÍTKOVICE MECHANIKA a.s.

### Seznam doporučené odborné literatury:

JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.  
KOLÁŘ, J. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 2009. 276 s.  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.  
Odborná literatura včetně norem (DIN 25043) a vyhlášek (UIC 563, UIC 566).

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2014

Datum odevzdání: 18.05.2015



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář  
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.  
děkan fakulty

### **Místopřísežné prohlášení studenta**

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 18.5.2015



.....

podpis studenta

## Poděkování

Zde bych chtěl nejprve poděkovat firmě VÍTKOVICE MECHANIKA a.s., za to, že mi umožnila řešit úlohu z praxe, což pro mne bylo velkým přínosem do další profesní kariéry. Zejména chci poděkovat svému konzultantovi Ing. Kamilu Sikorovi za vždy trpělivý, ochotný a přátelský přístup při odborných konzultacích řešeného tématu. Dále bych chtěl moc poděkovat mému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a připomínky při řešení této práce. Nakonec nesmím zapomenout poděkovat své rodině, za podporu nejen při psaní této práce, ale i v celém průběhu studia na vysoké škole.

**Prohlašuji, že:**

- ✓ jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- ✓ beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠBTUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- ✓ souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce.
- ✓ Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠBTUO.
- ✓ bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- ✓ bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- ✓ beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 18.5.2015



.....  
podpis autora práce

Tomáš Krupa  
Kunčičky u Bašky 173  
73901 Baška

## **ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE**

KRUPA, T. *Optimalizace konstrukce pecního vozu – diplomová práce*. OSTRAVA: Technická univerzita Ostrava Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 59 s. Vedoucí práce: FRIES, J.

Tato diplomová práce se zabývá optimalizací konstrukce pecního vozu, který je určen k přepravě vsázky, po kolejích, do žíhací pece č. 18 umístěné v hale kalírny NS 340 společnosti VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. V úvodu práce je uveden stručný přehled a rozdělení průmyslových pecí. Stručně je popsán princip komorové pece a její hlavní části, včetně pecního vozu. Poté je v práci zpracovaná analýza problému, obecný popis současného stavu a návrh řešení dané optimalizace konstrukce pecního vozu pro vsázku o hmotnosti 300 tun. Hlavní částí diplomové práce jsou potřebné statické výpočty a další výpočty potřebné pro dimenzování pohonu pecního vozu. V neposlední řadě je provedena pevnostní analýza metodou konečných prvků (MKP) některých částí konstrukce pecního vozu po optimalizaci. V závěru práce je provedeno konečné zhodnocení této optimalizace. K práci je přiložena i výkresová dokumentace některých sestav a součástí konstrukce vozu.

## **ANNOTATION OF THESSIS**

KRUPA, T. *Design Optimization Vehicle of Furnace*. OSTRAVA: VSB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 59 p. Thesis, head: FRIES, J.

This thesis deals with the design optimization vehicle of furnace that is designed to transport batches, rails, into the annealing furnace no. 18 placed in the lobby of hardening NS 340 VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. The introduction gives a brief overview of the distribution of industrial furnaces. And there is briefly described the principle chamber furnaces and its main parts, including the vehicle of furnace. It is then processed in the work of problem analysis, a general description of the current state and design solutions to the design optimization vehicle of furnace for a batch weighing 300 tons. Of course there is the necessary static calculations or computations required for actuator sizing vehicle of furnace. Finally, it is a FEM stress analysis of some of the structural parts of the vehicle after optimization. The conclusion is made a final assessment of this optimization. The technical drawings are attached.

# OBSAH

<b>SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ</b>	<b>7</b>
<b>1 ÚVOD</b>	<b>10</b>
<b>2 ODBORNÁ REŠERŠE</b>	<b>12</b>
2.1 KLASIFIKACE PRŮMYSLOVÝCH PECÍ	12
2.1.1 <i>Technologické určení</i>	12
2.1.2 <i>Zdroj tepla</i>	13
2.1.3 <i>Tvar pracovního prostoru</i>	13
2.1.4 <i>Způsob využití tepla odpadních spalin</i>	14
2.2 KOMOROVÉ PECE	14
2.2.1 <i>Popis vozových pecí</i>	15
2.2.2 <i>Pracovní režimy komorových pecí</i>	16
2.2.3 <i>Hlavní části vozových pecí</i>	16
<b>3 ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU</b>	<b>20</b>
3.1 ŽÍHACÍ PEC	20
3.1.1 <i>Hlavní parametry pece</i>	21
3.1.2 <i>Ocelová konstrukce pece</i>	21
3.2 PECNÍ VŮZ	22
3.2.1 <i>Konstrukce pecního vozu</i>	23
3.2.2 <i>Základní parametry vozu</i>	24
3.2.3 <i>Vyzdívka vozu</i>	25
3.2.4 <i>Těsnící uzávěr (žlab)</i>	25
3.2.5 <i>Pohon vozu</i>	26
3.2.6 <i>Kolejová dráha</i>	27
<b>4 VÝPOČTY</b>	<b>29</b>
4.1 STATICKÝ VÝPOČET KONSTRUKCE VOZU	29
4.1.1 <i>Vstupní hodnoty</i>	29
4.1.2 <i>Kontrola hlavního příčnicku</i>	32
4.1.3 <i>Kontrola podélníku</i>	40
4.2 KONTROLA A NÁVRH POHONU VOZU	42
4.2.1 <i>Výpočet síly k rozjezdu vozu</i>	42
4.2.2 <i>Výpočet výkonu elektromotoru</i>	43
4.2.3 <i>Volba elektromotoru</i>	45
4.3 KONTROLA POJEZDOVÝCH KOL	46
4.3.1 <i>Stanovení okrajových podmínek</i>	47
4.3.2 <i>Výsledky analýzy MKP</i>	49
4.3.3 <i>Vyhodnocení výsledků</i>	53
<b>5 ZÁVĚR</b>	<b>54</b>
<b>SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY</b>	<b>55</b>
<b>SEZNAM TABULEK</b>	<b>56</b>
<b>SEZNAM OBRÁZKŮ</b>	<b>57</b>
<b>SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE</b>	<b>59</b>

## SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

Značka	Jednotka	Název označení
$A_P$	$[\text{mm}^2]$	plocha pro smyk podélníků
$A_V$	$[\text{mm}^2]$	plocha pro smyk příčnicku
$A_{\text{ž}}$	$[\text{mm}^2]$	plocha tlaku žebra na příčník
$b_P$	$[\text{mm}]$	šířka plechu P8x80
$b_V$	$[\text{m}]$	šířka vyzdívky pecního vozu
$D_{CK}$	$[\text{m}]$	roztečný průměr cévového kola
$d_{\text{č}}$	$[\text{m}]$	průměr čepu kola
$D_K$	$[\text{m}]$	průměr kola pecního vozu
$e_K$	$[\text{m}]$	těžiště kol
$e_P$	$[\text{m}]$	těžiště podložek
$e_{PV}$	$[\text{m}]$	těžiště pecního vozu
$e_V$	$[\text{m}]$	těžiště vyzdívky
$e_{VS}$	$[\text{m}]$	těžiště vsázky
$f_{\text{č}}$	$[-]$	součinitel čepového tření
$F_K$	$[\text{kN}]$	hnací síla
$f_y$	$[\text{MPa}]$	mez pevnosti v kluzu pro ocel S235
$H_{L,i}$	$[\text{kN}]$	vodorovná síla v podélném směru
$H_{T,1}$	$[\text{kN}]$	vodorovná síla v příčném směru
$i_{12}$	$[-]$	převodový poměr ozubeného soukolí
$i_C$	$[-]$	celkový převodový poměr od motoru na cévové kolo
$i_K$	$[-]$	celkový počet kol
$i_P$	$[-]$	převodový poměr současné kuželočelní převodovky
$k_P$	$[-]$	součinitel přídatných odporů
$l_1$	$[\text{mm}]$	délka působení tlakové síly
$l_K$	$[\text{m}]$	vzdálenost prvního a posledního příčnicku
$l_P$	$[\text{m}]$	délka podložky
$l_R$	$[\text{m}]$	vzdálenost kol v příčném směru vozu
$l_s$	$[\text{m}]$	vzdálenost nosníků kol v příčném směru
$l_{UP}$	$[\text{m}]$	vzdálenost podpěr plechu P5
$l_V$	$[\text{m}]$	délka vyzdívky pecního vozu
$M_{c,Rd}$	$[\text{kNm}]$	návrhová únosnost v ohybu
$m_K$	$[\text{kg}]$	hmotnost kola
$m_{K_{\text{celk}}}$	$[\text{kg}]$	celková hmotnost všech kol
$m_{K_{\text{celk}}}$	$[\text{t}]$	celková hmotnost všech kol
$M_{k_M}$	$[\text{Nm}]$	kroutící moment elektromotoru
$M_{k_{\text{výs}}}$	$[\text{Nm}]$	kroutící moment na výstupním hřídeli cévového kola
$M_{o_{\text{MAX}}}$	$[\text{kNm}]$	maximální ohybový moment příčnicku
$m_P$	$[\text{kg}]$	maximální hmotnost 1 podložky
$m_p$	$[\text{kg}]$	hmotnost plechu P5 na 1 m délky
$m_{P5}$	$[\text{kg}]$	hmotnost 1 m délky plechu P5x0,85
$m_{P_{\text{max}}}$	$[\text{kg}]$	maximální hmotnost všech podložek
$m_{P_{\text{max}}}$	$[\text{t}]$	maximální hmotnost všech podložek
$m_{PV}$	$[\text{kg}]$	hmotnost pecního vozu
$m_{PV}$	$[\text{t}]$	hmotnost pecního vozu
$m_{U300}$	$[\text{kg}]$	hmotnost 1 m délky nosníku U300



$m_V$	[kg]	hmotnost vyzdívky pecního vozu
$m_V$	[t]	hmotnost vyzdívky pecního vozu
$m_{VSmax}$	[kg]	maximální hmotnost vsázky
$m_{VSmax}$	[t]	maximální hmotnost vsázky
$N_{c,Rd}$	[kN]	návrhová únosnost průřezu prostém tlaku
$n_M$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky elektromotoru
$n_r$	[-]	počet nosníku jeřábové dráhy
$n_{vys}$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky cévového kola
$P_M$	[kW]	potřebný výkon elektromotoru
$q_1$	[kN·m <sup>-2</sup> ]	zatížení od vlastní tíhy příčnicku
$q_{12}$	[kN·m <sup>-2</sup> ]	zatížení pouze od vlastní tíhy příčnicku a vyzdívky
$q_2$	[kN·m <sup>-2</sup> ]	zatížení od vyzdívky
$q_3$	[kN·m <sup>-2</sup> ]	zatížení od podložky
$q_4$	[kN·m <sup>-2</sup> ]	zatížení vsázky
$q_5$	[kN·m <sup>-2</sup> ]	zatížení od vodorovné síly v podélném směru
$q_C$	[kN·m <sup>-2</sup> ]	celkové spojitě zatížení na příčník
$q_P$	[kN·m <sup>-2</sup> ]	spojitě zatížení vlastní tíhy plechu P5x0,85
$q_U$	[kN·m <sup>-2</sup> ]	spojitě zatížení vlastní tíhy plechu nosníku U300
$q_{UP}$	[kN·m <sup>-2</sup> ]	zatížení od vlastní tíhy plechu
$r_p$	[m]	rozteč příčnicků
$t_1$	[mm]	tloušťka pásnice profilu U300
$T_{MAX}$	[kN]	maximální posouvající síla v příčnicku
$t_P$	[mm]	tloušťka plechu P8x80
$t_w$	[mm]	tloušťka stojiny profilu U300
$V_{c,Rd}$	[kN]	návrhová pružná únosnost ve smyku
$V_{pl,Rd}$	[kN]	návrhová plastická únosnost ve smyku
$W_{o_{př}}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu příčnicku
$z_1$	[-]	počet zubů pastorku pomocného soukolí
$z_2$	[-]	počet zubů ozubeného kola pomocného soukolí
$\gamma_{Gsup}$	[-]	součinitel stálého zatížení od jeřábu
$\gamma_{M0}$	[-]	součinitel únosnosti průřezu
$\eta_M$	[-]	účinnost elektromotoru
$\rho_p$	[kg·m <sup>-2</sup> ]	měrná hmotnost vyzdívky
$\rho_p$	[kg·m <sup>-2</sup> ]	měrná hmotnost vyzdívky
$\varphi_2$	[-]	součinitel dynamického zatížení
$\varphi_5$	[-]	součinitel dynamického zatížení
$\omega_M$	[s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost elektromotoru
$A$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu profilu U200
$a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	zrychlení vozu
$b$	[mm]	šířka profilu U300
$F_c$	[N]	síla potřebná k rozjezdu vozu
$G$	[kN]	celkové zatížení
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení zaokrouhlené
$P$	[kW]	předpokládaný výkon motoru
$Q$	[kN]	vodorovná síla v podélném směru
$R$	[mm]	poloměr zaoblení u stojiny profilu U300
$R_y$	[kN]	reakce v ose kol vozu
$t$	[s]	doba rozjezdu vozu
$T_{\check{c}}$	[N]	odpor čepového tření v kolech
$T_{vo}$	[N]	válivý odpor vozu

$v$	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-1}]$	rychlost pojezdu vozu
$\alpha$	$[-]$	poměr vodorovných sil v podélném směru a svislých
$\xi$	$[-]$	součinitel válivého odporu

# 1 ÚVOD

Hlavním cílem této diplomové práce je provést optimalizaci konstrukce pecního vozu, který slouží k přepravě vsázky, po kolejích, do žíhací pece č. 18 umístěné v hale kalírny NS 340 společnosti VÍTKOVICE MECHANIKA a.s., jež patří do skupiny VÍTKOVICE MACHINERY GROUP a.s. Zadavatelem této práce je společnost VÍTKOVICE MECHANIKA a.s., která zadala podrobnější technické požadavky, jež musí být zohledněny při této optimalizaci. Dále společnost poskytla detailnější rozměry současného stavu nejen pecního vozu, ale také samotné žíhací pece, které jsou nezbytné pro úspěšné provedení optimalizace dané konstrukce a pohonu pecního vozu pro vsázku o celkové hmotnosti 300 tun, oproti současnému návrhu, jež je konstruován pro vsázku o celkové hmotnosti 200 tun.

VÍTKOVICE MACHINERY GROUP je nejvýznamnější českou strojírenskou skupinou se silnou pozicí ve vybraných segmentech strojírenské produkce a v oblasti dodávek velkých investičních celků. Zahrnuje okolo třicítky firem. Skupina disponuje moderní, rozsáhlou a unikátní výrobní základnou a know-how založeným na výzkumu a vývoji. V prosinci 2013 oslavila značka VÍTKOVICE své 185 narozeniny. Tradiční výroba sériových produktů a engineeringové obory byly doplněny dvěma novými oblastmi: Green Technology – CNG a bioplyn a Informačními technologiemi. Vítkovice jsou v současnosti evropským lídrem ve výrobě ocelových lahví se supermoderní výrobní linkou, mají téměř pětinový podíl na světovém trhu speciálních zalomených hřidelí pro velké námořní lodě. Jsou jedním z těch, kteří dynamicky rozvíjejí projekt pro přechod pohonu automobilů z klasických paliv na alternativní pohon stlačeným zemním plynem (CNG). Z důležitých zakázek posledních let je možno uvést střešní konstrukci pražské O2 arény, stavbu hangáru u Mošnova či rekonstrukci historické ocelové konstrukce železničního nádraží ve Frankfurtu nad Mohanem v Německu [17].

Hlavním přínosem práce bude statický výpočet kritických míst konstrukce s již navrhnutými změnami v rámci optimalizace. Před touto výpočtovou částí budou nejprve shrnuty vstupní hodnoty, všechny základní údaje a rozměry potřebné nejen pro samotnou optimalizaci, ale i pro kontrolní výpočty. Dále bude ve výpočtové části proveden návrh či dimenzování současného pohonu. Jelikož požadavek zadavatele na nízké náklady byl i v případě dimenzování pohonu stejný jako u konstrukce vozu, tak se budu snažit zachovat veškerou převodní soustavu pohonu a za pomoci výpočtu pouze naddimenzovat současný elektromotor. V neposlední řadě se práce bude zabývat kontrolou pojezdových kol, za pomoci pevnostní analýzy MKP, včetně přehledných 3D simulačních modelů a potřebných výsledků.

Pro tvorbu 3D modelů a výkresové dokumentace, jednotlivých či sestavných částí pecního vozu, budou využity moderní počítačové softwary, včetně konečných hodnocení výsledků všech řešení optimalizace.

## **2 ODBORNÁ REŠERŠE**

### **2.1 KLASIFIKACE PRŮMYSLOVÝCH PECÍ**

Jelikož je pro zdárný průběh každého technologického procesu především vytvoření optimálních podmínek pro danou operaci, v tomto případě pro tepelné zpracování a další tepelné úpravy, tak je také zapotřebí zvolit i vhodné zařízení, v tomto případě průmyslovou (hutnickou) pec [1].

Tyto pece dělíme či klasifikujeme dle nejrůznějších hledisek. Nejčastěji však průmyslové pece dělíme dle čtyř základních charakteristických znaků:

- a) Technologické určení
- b) Zdroj tepla
- c) Tvar pracovního prostoru
- d) Způsob využití tepla odpadních spalin

#### **2.1.1 Technologické určení**

- a) Ohřívací
  - Slouží pouze k ohřevu materiálu před dalšími technologickými procesy, jako jsou například válcování, lisování nebo kování apod. (válcovenské, kovárenské pece).
- b) Tavicí
  - Jsou určené k tavení materiálů (vysoké pece, Siemens-Martinské pece, kuplovný, sklářské tavicí vany).
- c) Pro tepelné zpracování
  - Pro všechny technologické procesy tepelného zpracování, jako jsou např. kalení, popouštění, žíhání a jiné.
- d) Vypalovací
  - Slouží k výpalu výrobků (pece pro výpal žáruvzdorného keramického materiálu, vápna).
- e) Sušící
  - Jak název napovídá, slouží k odstranění vlhkosti z materiálu (sušení forem a jader ve slévárnách, surovin v keramickém průmyslu).

f) Destilační

- V těchto pecích vzniká výrobek z vsázky destilací (koksárenské baterie, řada pecí v chemickém průmyslu).

### 2.1.2 Zdroj tepla

a) Plamenné (palivové)

- U těchto pecí se tepelná energie získává spalováním pevného, kapalného či plynného paliva.

b) Elektrické

- Teplo u tohoto druhu pecí vzniká z elektrické energie (obloukové, indukční, elektronové, odporové či plazmové pece).

c) Bez vnějšího zdroje

- K dosažení potřebného tepla je využito vnitřní chemické energie zpracovávaného kovu a jeho příměsí (konvertor).

### 2.1.3 Tvar pracovního prostoru

a) Šachtové

- Pracují na principu protiproudu a jsou vyplněny vsázkou nepravidelného tvaru po celém objemu pece.

b) Vanové

- Zde je pracovní prostor vyplněn tekutou vsázkou pouze v určité části pece.

c) Průběžné

- U tohoto druhu pece se vsázka pohybuje od sázecího okna k vytahovacímu.
- Dělíme je na horizontální (strkací, krokové) a na vertikální (věžové).

d) Rourové

- Slouží především pro výrobky ve tvaru válce, které jsou odkloněny o nepatrný úhel od horizontální roviny a zároveň se otáčejí za stálého mísení vsázky.

e) Karuselové

- Vsázka v této peci se pohybuje spolu s nístějí, které má tvar mezikruží.

f) Tunelové

- Stejně jako u karuselových, tak i zde se vsázka pohybuje spolu s nístějí, avšak v přímém směru, neboť zde nístěj tvoří řada vozíků.

-

g) Komorové

- Během celého technologického procesu u těchto typů pecí vsázka leží na nístěji.
- Ve všech bodech pracovního prostoru pece je teplota prakticky totožná.
- Existují s pevnou i výjezdnou nístějí.

h) Pokloповé (muflové)

- Před pecní atmosférou je vsázka chráněna poklopem neboli muflí.

#### 2.1.4 Způsob využití tepla odpadních spalin

a) Rekuperativní

- K předehřevu spalovacího vzduchu či plynu dochází pomocí rekuperátoru

b) Regenerativní

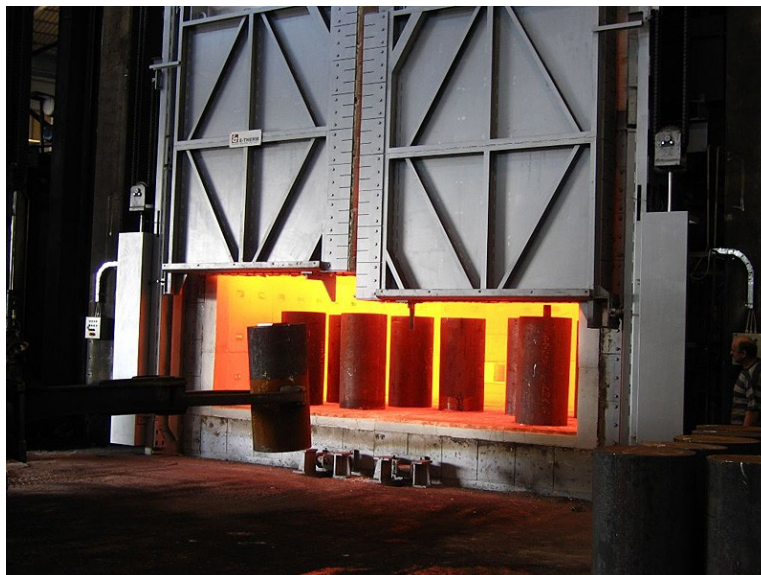
- Zde k předehřevu dochází za pomoci regenerátoru

c) Bez výměníku

### 2.2 KOMOROVÉ PECE

Tyto pece jsou využívány především pro tepelné zpracování tvarově i rozměrově různorodou vsázku o hmotnostech nižších, v řádech několika stovek kg, až po několika set tunové výrobky. Takže je nejčastěji uvidíme zejména v kovárnách či lisovnách. Taková to pestrost vsazky vedla ke konstrukci více typů komorových pecí, které však dělíme do dvou základních:

- s pevnou nístějí (obr. 2.1)
- s pohyblivou nístějí (vozové pece) (obr. 2.2)



---

Obr. 2.1 – Příklad komorové pece s pevnou nístějí [7]



**Obr. 2.2 – Příklad komorové pece s pohyblivou nístějí (vozová pec) [7]**

Jelikož je tématem této práce především pecní vůz komorové žíhací pece, tak zde budou blíže popsány pouze komorové pece s pohyblivou nístějí neboli vozové pece.

### **2.2.1 Popis vozových pecí**

Základem, respektive hlavním odlišným prvkem vozových pecí od komorových pecí s pevnou nístějí, je především pohyblivá nístěj, chcete-li pecní vůz, která vyjíždí z pece po kolejnicích a slouží ke snadnějšímu sázení i tažení vsázky [1].

Je běžné, že vozové pece mívají větší půdorysné rozměry. Proto jejich délka často bývá až 20 m a šířka i 6 m. Oproti tomu se doporučuje, aby délka komorové pece s pevnou nístějí nepřesahovala 3 m, čímž je podstatně znevýhodněna v porovnání s vozovou pecí, která tak může být využívána pro větší spektrum výrobků. Výšky komorových pecí většinou nepřesahují 5 m [1].

Všeobecně se v komorových pecích ohřívá vsázka různé jakosti, tvaru a hmotnosti, a proto je měrná spotřeba tepla vysoká a kolísá od 3 do 7 MJ·kg<sup>-1</sup>. Měrná výkonnost pak nebývá větší než 150 až 250 kg·m<sup>-2</sup>·h<sup>-1</sup>. Přičemž spaliny mají v celém pracovním prostoru pece zhruba stejnou teplotu, a tak je při ohřevu nemožné plnohodnotně využít jejich



entalpie, tím je proto teplota odpadních spalín vysoká. Z tohoto vyplývá, že tepelná účinnost komorových pecí je nízká, a sice kolem 10 až 30%, především pokud není využito předehřevu spalovacích složek. Dříve se stavěly pece typu rekuperativního, tak

i pece regenerativní, avšak moderní pece už jsou pouze rekuperativní [1].

### 2.2.2 Pracovní režimy komorových pecí

Komorové pece ještě můžeme dělit dle tepelného režimu, a sice na stacionárně a nestacionárně pracující.

Stacionárně pracující pece ohřívají větší množství drobnějšího materiálu, čímž tažení vsázky probíhá jednotlivě, a tak každý vytažený kus tvoří pouze malý podíl vsázky, která je v peci uložena. Studený materiál je tak bezprostředně poté sázen na uvolněný prostor, a to většinou ručně, neboť pece tohoto typu mají pevnou nístěj. Proto tento typ pece nebude v této práci blíže rozebírán [1].

U vozových pecí se využívá především nestacionárního způsobu tepelného režimu, neboť se zde podstatná část, respektive veškerý materiál sází a vytahuje najednou nebo v průběhu krátkého časového intervalu, čímž se během nasazení vsázky, která zaplňuje pouze 10 – 40 % objemu celkového pecního prostoru, značně snižuje teplota pece. A tak je potřeba u nestacionárně pracujících pecí přizpůsobit i jejich vyzdívku [1].

### 2.2.3 Hlavní části vozových pecí

#### a) Vyzdívka

Její funkcí je především celkově izolovat pecní prostor od okolního prostředí, ale také akumulovat teplo, které se při ochlazení pece ztrácí [2].

Nejčastěji se u komorových pecí, které pracují nepřetržitě, užívají klasické vyzdívky šamotové, jež mají dostatečnou tepelnou kapacitu. Vyzdívka musí být správně izolována, aby nedocházelo ke ztrátám tepla do okolí větších než  $500 \text{ W} \cdot \text{m}^{-2}$ .

Pro rychlejší nárůst teploty vsázky, v počátečních fázích ohřevu, je vhodné nahradit tvarové zdivo žárobetonem, který lépe akumuluje teplo. Toto akumulované teplo však nelze využít při ohřevu jakostnějších druhů oceli nebo při vyšším stupni zaplnění pecního prostoru. Jelikož se v důsledku intenzivního nerovnoměrného přenosu tepla ze stěn na vsázku zvyšuje nebezpečí případného poškození, vznikajícího teplotním pnutím, tak se musí pec před dalším sázením ještě ochladit, což má naopak vliv na měrnou spotřebu tepla.

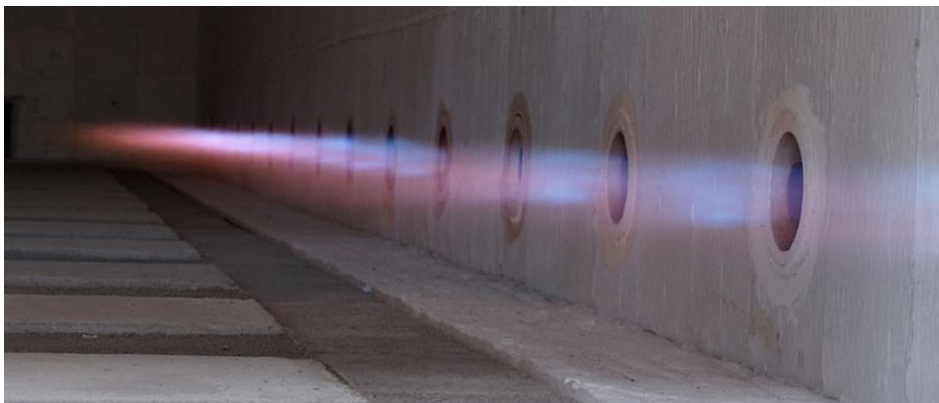
Proto je výhodnější provádět ohřev ve dvou komorových pecích. Nejprve se v jedné peci s teplotou kolem 900 °C materiál pomalu předeheje, a teprve pak se provede přesazení do druhé pece, kde se již rychlým ohřevem dostává na předepsanou teplotu 1200 až 1300 °C. Tento způsob vede ke zkrácení doby ohřevu, a pak také ke snížení měrné spotřeby tepla i množství propalu.

U pecí pracujících přerušovaně, je potřeba použít vyzdívku z materiálu s nízkou akumulační schopností. Pro tyto účely jsou nejlepším řešením moderní keramické vláknité materiály [1].

#### b) Hořáky

Uspořádání hořáků u komorových pecí se volí tak, aby nedocházelo k místnímu přehřátí vsázky. To znamená, že se pro zrovnoměnění teplotního pole pece používá větší počet hořáku o malém výkonu [3].

Umístění hořáků je potřeba uvažovat obvykle do obou bočních stěn pece těsně nad nístějí pecního vozu. V případě pecí s větší výškou pracovního prostoru, obvykle kolem 4 m, jsou hořáky ještě navíc umístěny v horní části bočních stěn, tak aby jejich osa směřovala kolmo nad vsázkou [3].



**Obr. 2.3 - Ukázka vysokorychlostních hořáků [7]**

Zpracovávaný materiál je pak uložen na podložkách, které jsou na nístěji umístěny vždy tak, aby byly v ose hořáků, což je z důvodu volného průchodu spalin či plamene pod vsázkou. Zpravidla se v pecním prostoru mezi vsázkou a stěnami, případně i mezi jednotlivými kusy zpracovávaného materiálu zachovávají mezery 100 až 200 mm, a to z důvodu rovnoměrného proudění spalin [1].

V současnosti se u komorových pecí nejčastěji využívají vysokorychlostní typy hořáku nebo pak také hořáky s radiálním šířením plamene, které nahradily dříve hojně používané krátkoplamenné hořáky[1].

### c) Vrata pece

Jsou nedílnou součástí komorových pecí, většinou jsou montovány přímo na sloupy u vstupního otvoru pece a jejich otevírání se většinou provádí vzhůru nad pec elektrickým pohonem umístěným v horní části vrat na armatuře nebo i ve spodní části (obr. 2.1). V praxi existuje i varianta, kdy se vrata umísťují přímo na pecní vůz, což je viditelné na obr. 2.4. V takovém případě se po úplném zajetí vozu do pece vrata musí ještě mechanicky dotlačit a utěsnit tím dokonale pecní prostor [2].

Vrata musí být z vnitřní strany opatřena vyzdívkou. Nejčastěji se používá pórovitý šamot [2].

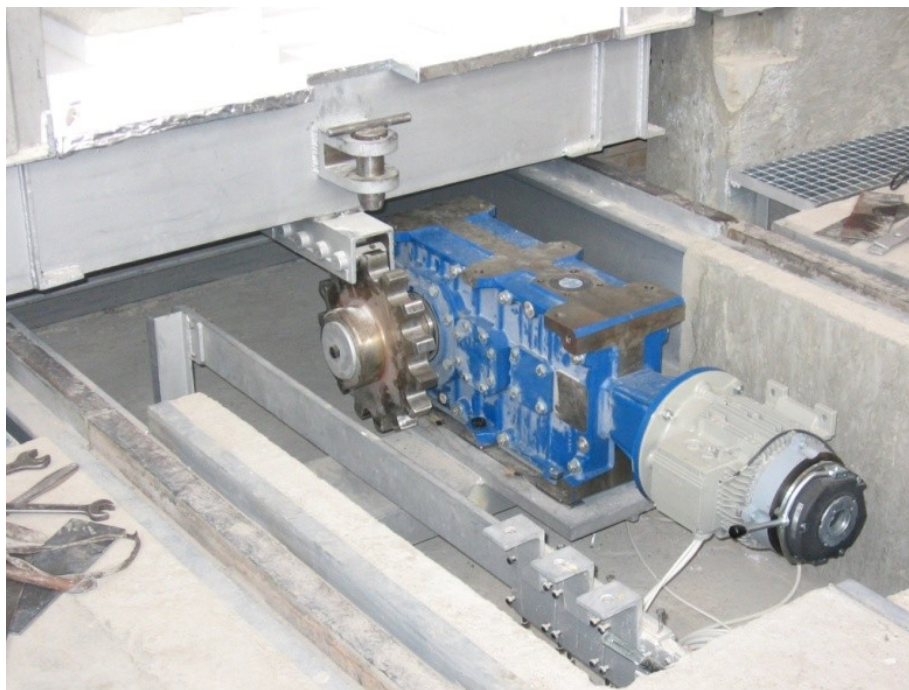


**Obr. 2.4 – Vrata pece umístěna na pecním voze [8]**

### d) Pecní vůz a jeho pohon

Pecní vůz, jinak nazývaný jako pohyblivá nístěj, je ocelová svařovaná konstrukce s ocelovými koly, na jejíž horní ploše je ještě umísťována žáruvzdorná vyzdívka, která izoluje nápravy a samotnou konstrukci od vysokých teplot, jež panují v pecním prostoru za provozu pece. Slouží pro uložení vsázky mimo pec a k následné dopravě po kolejích do pracovního prostoru pece. Ložiska kol pecního vozu jsou zpravidla vyrobena s dostatečnými vůlemi a mazána grafitem.

Pohon pecního vozu je často realizován pomocí elektromotoru přes převodový mechanismus na ozubenou tyč, která je připevněna na voze. Nejvíce se pro tuto aplikaci převodu osvědčilo cévové ozubení. Tyto pohony bývají umístěny pod úrovní podlahy mezi kolejemi pecního vozu (obr. 2.5) [2].



**Obr. 2.5 - Příklad pohonu pomocí cévového ozubení [9]**

### **3 ANALÝZA SOUČASNÉHO STAVU**

Jelikož je mým cílem optimalizovat především nosnost konstrukce pecního vozu, sloužícího k přepravě vsázky po kolejích do žíhací pece, tak je zde potřeba nejprve obecně popsat stávající stav a parametry nejen samotného vozu, ale také i dotyčné žíhací pece, respektive pecního prostoru, do nějž bude daný vůz zajíždět. Touto analýzou budou zjištěny především rozměry, které musí zůstat nezměněny, aby byl pecní vůz i po optimalizaci kompatibilní pro použití do stávající pece. Tím se odhalím možnosti pro určitá vylepšení, či vyztužení současné konstrukce, tak, aby splňovala zadané požadavky optimalizace.

Nadále zde bude představeno i současné řešení a parametry pohonu vozu, u kterého bude potřeba ověřit pomocí výpočtů, zda bude i po optimalizaci konstrukce schopen pohánět pecní vůz za stejných podmínek, jež musí zůstat stejné jako nyní. Případně provést dimenzování pohonu, aby byl vyhovující i pro optimalizovaný pecní vůz. Při dimenzování pohonu by bylo vhodné také uvažovat s co nejmenšími změnami prostoru, ve které je současný pohon umístěn a namontován.

#### **3.1 ŽÍHACÍ PEC**

Na začátku je vhodné opět připomenout, že se jedná o již funkční vozovou žíhací pec pro tepelné zpracování č. 18, která stojí v hale kalírny NS 340 ve společnosti VÍTKOVICE HEAVY MACHINERY a. s., úseku Vítkovice (obr. 3.1).



**Obr. 3.1 – Vozová žíhací pec č. 18 ve Vítkovicích**

Tato pec slouží výhradně k jakostnímu tepelnému zpracování ingotů a výkovků. Otopný systém pece včetně hořáků bude proveden tak, aby umožňoval provoz pece i za teplot nižších, než je zápalná teplota zemního plynu. Minimální provozní teplota v pecích bude 250°C.

Pec je regenerativní s keramickými regenerátory umístěnými pod ostatními pecemi a slouží pro tepelné zpracování výkovků na maximální teplotu 1100 °C.

### 3.1.1 Hlavní parametry pece

Není nutné zde uvádět podrobně všechny rozměry či detaily o peci, neboť pro optimalizaci pecního vozu mě hlavně zajímají vnitřní rozměry pece, abych si ujasnil možnosti případných změn. Navíc do tohoto stručného přehledu, který je k vidění v tab. 3.1 uvádím i pár údajů o provozních podmínkách pece.

**Tab. 3.1 - Hlavní parametry vozové žíhací pece**

<b>VNITŘNÍ ROZMĚRY PECE</b>	
<b>Šířka vstupního otvoru</b>	4700 mm
<b>Délka</b>	11425 mm
<b>Úroveň vozu</b>	1100 mm
<b>Výška nad podločkami</b>	2050 mm
<b>PROVOZNÍ TEPLOTY</b>	
<b>Max. teplota</b>	1150 °C
<b>Min. teplota</b>	250 °C
<b>Rychlost ohřevu</b>	5 – 60 °C/hod
<b>Rychlost chlazení</b>	5 – 50 °C/hod

### 3.1.2 Ocelová konstrukce pece

Ocelová konstrukce bočních a zadní stěny je tvořena svařovanými panely, které jsou pomocí šroubových spojů smontovány dohromady. Patky sloupků panelů bočních a zadní stěny byly montážně přivařeny ke kotevnímu rámu zabetonovanému na hutní úrovni.

Spáry mezi jednotlivými panely jsou utěsněny těsnicími šňůrami a z vnitřní strany pece opatřeny překlátováním ocelovými pásky, které byly jednostranně přivařeny.



V bočních panelech se nachází otvory osazené hořákovými krabicemi (celkem 20 ks) a otvory pro trysky chladicího systému pece (celkem 18 ks). V zadní stěně je proveden otvor (světlý rozměr ve vyzdívce 500 x 400 mm) s přípojovací přírubou pro napojení přerušovače tahu.

Oplechování panelů pece končí na úrovni +0,73 m nad hutní úrovní. Volný prostor pak zabezpečuje větrání prostoru podvozku vozu pece. Ve spodní části bočních stěn a zadní stěny nalezneme lavičky pro uložení vyzdívky, na jejíž vnitřní straně jsou upevněny litiny, které utěsňují mezeru mezi pevnou a pohyblivou nístějí (vozem) pece.

Strop pece je tvořen rovněž z panelů, které se nachází na bočních stěnách, jsou uchycené mezi sebou a vůči panelům bočních stěn pomocí šroubů.

V panelech stropu máme provedeny otvory pro výpustné klapky, jež slouží pro režim chlazení přes chladicí trysky (celkem 2 ks), a trubkové prostupy pro montáž a uchycení termočlánků (celkem 4 ks+1 termočlánek přetopení pecního prostoru).

První panel u čelní armatury se musel uzpůsobit pro uchycení horních odlitků čelní armatury pece. Panely stropu pak tvoří utěsněné zakrytí pece. Mezery mezi panely jsou pak utěsněny podobně jako mezery mezi panely bočních a zadní stěny. Zevnitř pece se na plechový strop uchycuje vláknitá vyzdívka, a to za pomoci ocelových kotev.

### **3.2 PECNÍ VŮZ**

V této kapitole bude analyzován současný stav nejen samotné konstrukce pecního vozu, ale také jeho pohonu, vyzdívky, těsnícího uzávěru (žlabu) a dokonce i kolejové dráhy, po níž se vůz pohybuje směrem do pece či naopak.

Budou zde uvedeny i základní parametry a rozměry všech těchto součástí, které budou velice důležité pro danou optimalizaci. Především hlavně z důvodu zjištění různých možností pro její úspěšné a co nejhospodárnější provedení.

Ze zadání vychází požadavek optimalizovat konstrukci pecního vozu na nosnost 300 tun, poté i jeho pohonu či kolejové dráhy, pokud výpočet prokáže jejich nezbytnost. Předmětem této práce není optimalizace těsnícího uzávěru vozu ani jeho vyzdívky, i když zde budou, popsány a blíže představeny. Protože i tyto údaje mohou pomoci k úspěšné optimalizaci pecního vozu.

### 3.2.1 Konstrukce pecního vozu

Rámová konstrukce podvozku pecního vozu se skládá ze dvou částí, které jsou k sobě spojeny pomocí šroubů. Avšak nosná ocelová konstrukce je svařovaná. Kola jsou taktéž přišroubována k podvozku vozu a uložena v ložiskových domcích, a to v počtu 12 kol na každé straně, průměr kol je 360 mm, rozteč kol 850 mm. Což je patrné z obr. 3.2.

Pro přenos pohybu od pohonu vozu se využívá cévová tyč, která je upevněna ve spodní části podvozku vozu, do které zabírá cévové kolo pohonu vozu. Cévová tyč je v podélné ose vozu. Průměr cév činí 90 mm, roztečná vzdálenost jednotlivých cév je pak 190 mm.

Způsob provedení ocelové konstrukce podvozku vozu zajišťuje rovnoměrné rozložení váhy vsázky na kola vozu, ale neumožňuje jeho zvedání nebo přenášení pomocí závěsných prostředků, což v případě výměny či opravy kol vozu bude možné pouze s využitím montážních přípravků pro nadzvednutí vozu.

V přední části vozu je pak v úrovni cévové tyče navařen čep pro zachycení lana při tažení vozu do vzdálenosti max. cca o 1000 mm větší než je standardní vzdálenost výjezdu pomocí pohonu vozu, a to především z důvodu případné opravy pohonu vozu, jež je umístěn v podlaze pod vozem, čímž se stává nedostupný pro jakékoliv opravy či údržbu.



**Obr. 3.2 – Současný stav pecního vozu s podložkami**

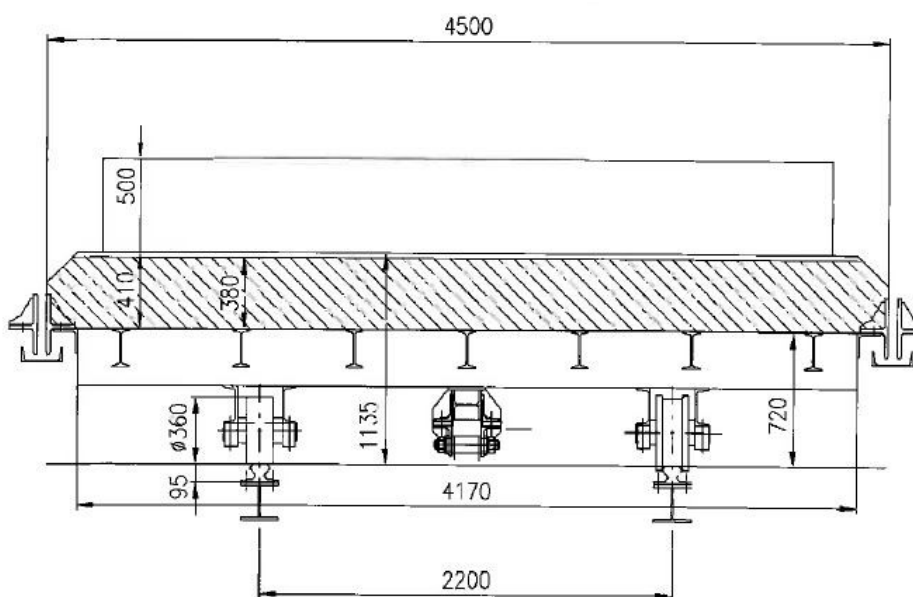


### 3.2.2 Základní parametry vozu

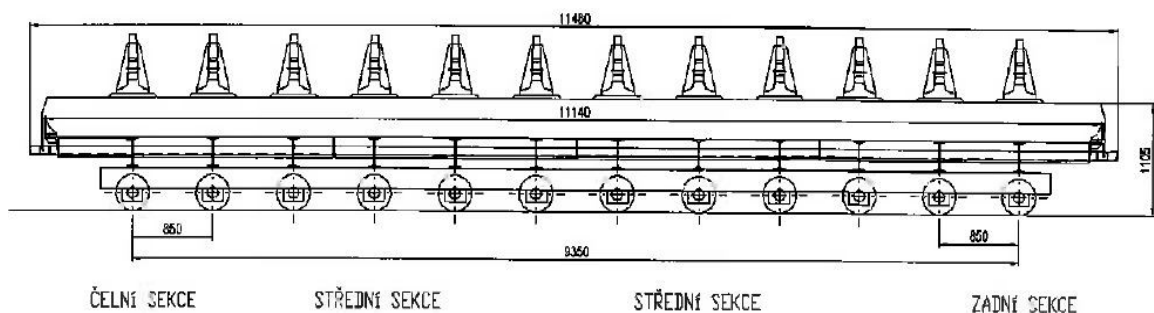
Stejně, jak jsem již uvedl u zadaných hlavních parametru pece, tak i u samotného vozu jsou tyto rozměry (tab. 3.3) klíčové pro volbu vhodné optimalizace samotného vozu, který je potřeba naddimenzovat na nosnost 300 tun. A většina těchto rozměrů se bohužel nesmí výrazně, spíše vůbec, změnit, neboť by poté tento vůz nebyl kompatibilní pro použití do stávající žíhací pece. Kromě tab. 3.2 lze parametry zjistit i na obr. 3.3 a 3.4.

Tab. 3.2 – Základní parametry pecního vozu

MAXIMÁLNÍ VSÁZKA VČETNĚ PODLOŽEK			200 tun
DÉLKA	ŠÍŘKA	VÝŠKA	VÝŠKA VČETNĚ PODLOŽEK
11210 mm	4500 mm	1135 mm	1635 mm



Obr. 3.3 – Schéma příčného řezu zadáním pecním vozem



Obr. 3.4 – Schéma podélného řezu zadáním pecním vozem

### 3.2.3 Vyzdívka vozu

Vyzdívka vozu je provedena z hutného (nosné pásy) a lehčeného (mezi nosnými pásy) žárobetonu s izolačními vrstvami. Lem vozu z lehčeného a izolačního žárobetonu.

Max. teplota na styku vyzdívky s ocelovou konstrukcí vozu dosahuje max. cca 50°C. V místech uložení pecních podložek nutno počítat se zatížením až 80 tun na dvě podložky.

Použité typy vyzdívkových materiálů pro pecní vůz a jejich fyzikální vlastnosti, které zaručuje dodavatel, jsou přehledně zobrazeny v tab. 3.3. Tyto vlastnosti, respektive celkové parametry vyzdívky, je potřeba znát pro další průběh optimalizace. Z plošné hustoty se dopočítá celková hmotnost vyzdívky a celková tloušťka vyzdívky bude navýšena o výšku vozu.

**Tab. 3.3 – Materiály použité ve vyzdívce a jejich vlastnosti**

MATERIÁL	TLOUŠŤKA [mm]	HUSTOTA [kg/m <sup>3</sup> ]	MĚRNÁ HMOTNOST [kg/m <sup>2</sup> ]
Žárobeton	185	2000	370
Šamot 1	65	1900	124
Sibral	75	700	53
Šamot 2	65	1800	117
Isolcart	10	1000	10
<b>CELKEM</b>	<b>400 mm</b>	<b>-</b>	<b>674 kg/m<sup>2</sup></b>

### 3.2.4 Těsnící uzávěr (žlab)

Pro utěsnění mezery mezi vozem a pevnou částí nístěje slouží hydraulicky zvedané těsnící žlaby. Žlaby jsou sešroubovány ze 4 dílů po obvodu vozu a uchyceny celkem v osmi místech tak, že jsou ve své spodní poloze zavěšeny na voze a vyjíždějí s ním ven z pece. K vymezení svislého směru pohybu žlabu se využívá dvou kladek přivařených na ocelové konstrukci vozu, které se tak pohybují ve vedení uchyceném na pískovém uzávěru.

Pro zvedání žlabu do horní polohy je využito dvou táhlových mechanismů, které spodním přítlakem na oba podélné úseky žlabu (v deseti místech) jej přizvedávají tak, že se spodní konce litin na voze a lavičkách zaboří do těsnící náplně žlabu.

Táhlové mechanismy ke zvedání žlabu pak ovládá a pohání dvojice přímočarých hydromotorů, které jsou umístěny a uchyceny na zadní stěně pece.

### 3.2.5 Pohon vozu

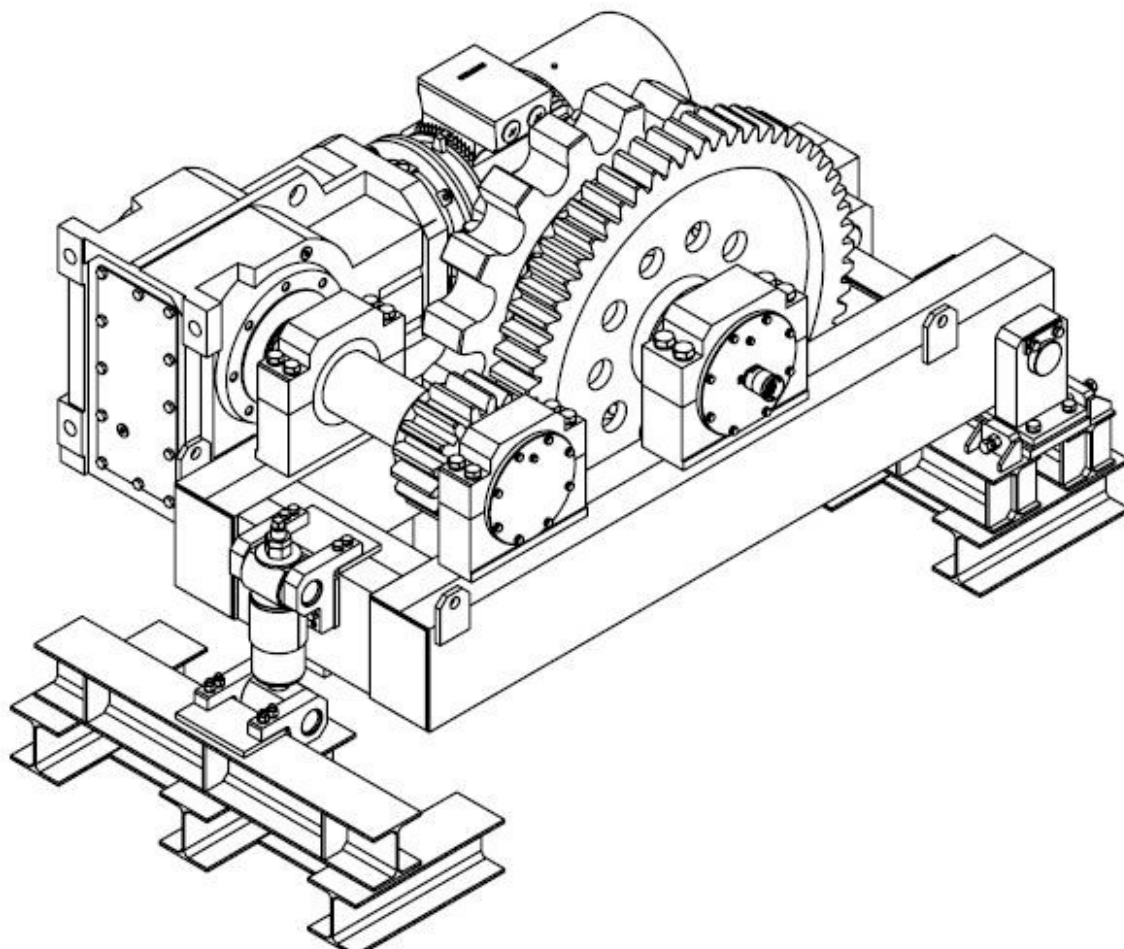
Pohon pecního vozu (obr. 3.5) se skládá z patkové kuželočelní elektropřevodovky s označením K167 DV225S4/BM/TF s plnou hřídelí i klidovou brzdou ( $n_2=17$  otáček/min,  $i=87,86$ ), z elektromotoru ( $P=37$  kW,  $n_1=1470$  otáček/min) a je umístěn na levé straně z pohledu na vstup do pece. A sice umístěn pod hutní úrovní, přesněji v podlaze mezi kolejnicemi.



**Obr. 3.5 – Současný stav pohonu pecního vozu**

Přenos síly z pohonu na náhon vozu, který se skládá z rámu náhonu s vloženým ozubeným převodem ( $n = 3,53$ ) a cévovým kolem ( $\varnothing 907,2$  mm), je proveden pomocí kardanového hřídele. Cékové kolo pak zabírá do cévového hřídele ( $\varnothing$  cévy 90 mm, rozteč 190 mm) umístěného ve spodní části na podvozku pecního vozu. Kyvné a regulovatelné uložení náhonu zajišťuje možnost k nastavení přesného a správného styku cévového kola s cévami cévového hřídele.

Pro sledování a řízení pojezdu vozu do pece je zde nainstalováno inkrementální rotační čidlo (Sick ATM60), umístěné na hřídeli náhonu.



**Obr. 3.6 – Model sestavy současného pohonu pecního vozu**

### **3.2.6 Kolejová dráha**

Kolejová dráha (kolejnice A100) je tvořena z několika částí, které jsou uchyceny na nosníky kolejnic pomocí šroubových spojů. Nosný prvek všech dílů kolejnic tvoří podélné nosníky H 200 (rovněž z několika úseků, které se po ustavení přivaří tak, že tvoří jeden celek). S tím, že nosníky kolejnic jsou v úseku pece a před pecí kotveny lepenými kotvami.

Podélné nosné profily kolejové dráhy jsou spolu svázány příčnými přivařenými nosníky. Mezi jednotlivými částmi kolejnic jsou pak zachovány mezery pro možnost délkové dilatace.

Rozchod kolejnic kolejové dráhy 2200 mm a dosedací plocha hlavy kolejnice je na úrovni  $\pm 0,000$ . Celá kolejová dráha bude uložena na betonové desce a zalita betonem.

Kolem kolejnic jsou tvořeny drážky pro nákolky kol vozu a pro přístup ke šroubům uchycení kolejnic. V peci je podlaha vyzděna žáruvzdorným zdivem. Vně pece je pak okolo kolejiště betonová podlaha.

## 4 VÝPOČTY

### 4.1 STATICKÝ VÝPOČET KONSTRUKCE VOZU

#### 4.1.1 Vstupní hodnoty

##### a) Základní parametry

- Potřebná nosnost pecního vozu:  $m_{max} = 300 \text{ t}$
- Maximální hmotnost vsázky:  $m_{VSmax} = 270 \text{ t} = 270\,000 \text{ kg}$
- Maximální hmotnost všech podložek:  $m_{Pmax} = 30 \text{ t} = 30\,000 \text{ kg}$

##### b) Hmotnosti hlavních položek

- Předpokládaná hmotnost pecního vozu bez kol:  $m_{PV} = 18\,200 \text{ kg}$
- Hmotnost kola včetně ložiskových domků a os:  $m_K = 168 \text{ kg}$

#### Celková hmotnost všech kol

$$m_{Kcelk} = m_K \cdot i_K \quad (4.1)$$

$$m_{Kcelk} = 168 \cdot 24 = 4032 \text{ kg}$$

kde:

$m_K$	[kg]	hmotnost kola
$i_K$	[-]	celkový počet kol
$m_{Kcelk}$	[kg]	celková hmotnost všech kol

#### Hmotnost vyzdívky

$$m_V = \rho_p \cdot b_V \cdot l_V \quad (4.2)$$

$$m_V = 674 \cdot 4,5 \cdot 11,2 = 33970 \text{ kg}$$

kde:

$m_V$	[kg]	hmotnost vyzdívky pecního vozu
$\rho_p$	[kg·m <sup>-2</sup> ]	měrná hmotnost vyzdívky viz tab. 3.3
$b_V$	[m]	šířka vyzdívky pecního vozu
$l_V$	[m]	délka vyzdívky pecního vozu

##### c) Pracovní teplota konstrukce

- Jelikož běžná pracovní teplota konstrukce vozu nepřekročí 100 °C, neboť bude dosahovat cca 50 °C, tak není potřeba uvažovat se zatížením konstrukce teplotou.

##### d) Uložení vsázky na pecní vůz

- Pro umístění vsázky na vůz bude použit jeřáb typu HC2 (ČSN EN 1991-3 tab. 2.5) s rychlosti spouštění 5 m·min<sup>-1</sup>.

e) Celkové zatížení

$$G = (m_{VSmax} + m_{Pmax} + m_{PV} + m_V + m_{Kcelk}) \cdot g \quad (4.3)$$

$$G = (270000 + 30000 + 18200 + 33970 + 4032) \cdot 10$$

$$G = 3562020 \text{ N} = \underline{3562 \text{ kN}}$$

kde:

$G$	[kN]	celkové zatížení
$m_{VSmax}$	[kg]	maximální hmotnost vsázky
$m_{Pmax}$	[kg]	maximální hmotnost všech podložek
$m_{PV}$	[kg]	hmotnost pecního vozu
$m_V$	[kg]	hmotnost vyzdívky pecního vozu
$m_{Kcelk}$	[kg]	celková hmotnost všech kol
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení zaokrouhlené

f) Těžiště hmotností jednotlivých částí zatížení od temene kolejnice

- Těžiště vsázky:  $e_{VS} = 2660 \text{ mm} = 2,66 \text{ m}$
- Těžiště podložek:  $e_P = 1385 \text{ mm} = 1,385 \text{ m}$
- Těžiště vyzdívky:  $e_V = 910 \text{ mm} = 0,91 \text{ m}$
- Těžiště pecního vozu:  $e_{PV} = 570 \text{ mm} = 0,57 \text{ m}$
- Těžiště kol:  $e_K = 180 \text{ mm} = 0,18 \text{ m}$

g) Dílčí součinitele

- Součinitel stálého zatížení od jeřábu:  $\gamma_{Gsup} = 1,35$  viz tab. A.1. [9]
- Součinitel proměnného zatížení od jeřábu:  $\gamma_{Qsup} = 1,35$  viz tab. A.1. [9]
- Součinitel zatížení od jeřábu:  $\psi_0 = 1,0$  viz tab. A.2. [9]

h) Součinitele dynamického zatížení

- Součinitel rázového zatížení:  $\varphi_1 = 1,1$  viz tab. 2.4. [9]
- Součinitel dynamického zatížení:  $\varphi_2 = 1,13$  viz tab. 2.4. [9]
- Součinitel dynamického zatížení:  $\varphi_4 = 1,0$  viz tab. 2.4. [9]

i) Hnací síla vozu

- Je vypočtena pro předpokládaný výkon motoru 45 kW a pro rychlost pojezdu 0,1 až 0,2 m·s<sup>-1</sup>.

$$F_K = \frac{P}{v} \quad (4.4)$$

$$F_K = \frac{45}{0,1} = 450 \text{ kN}$$

kde:

$F_K$	[kN]	hnací síla do vozu
$P$	[kW]	předpokládaný výkon motoru
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost pojezdu vozu

j) Vodorovná síla v podélném směru

$$H_{L,i} = \varphi_5 \cdot F_K \cdot \frac{1}{n_r} \quad (4.5)$$

$$H_{L,i} = 1 \cdot 450 \cdot \frac{1}{2} = \underline{225 \text{ kN}}$$

kde:

$H_{L,i}$	[kN]	vodorovná síla v podélném směru viz kap. 2.7 [9]
$n_r$	[-]	počet nosníku jeřábové dráhy
$F_K$	[kN]	hnací síla podle (4.4)
$\varphi_5$	[-]	součinitel dynamického zatížení

**Poměr vodorovných sil v podélném směru a svislých sil**

$$\alpha = \frac{H_{L,i}}{G} \quad (4.6)$$

$$\alpha = \frac{225}{3562} = 0,06$$

kde:

$H_{L,i}$	[kN]	vodorovná síla v podélném směru
$G$	[kN]	celkové zatížení podle (4.3)

k) Vodorovná síla v příčném směru

$$H_{T,1} = \frac{\varphi_5 \cdot F_K \cdot l_s}{n_r \cdot l_K} \quad (4.7)$$

$$H_{T,1} = \frac{1 \cdot 450 \cdot 2,2}{2 \cdot 9,35} = \underline{53 \text{ kN}}$$

kde:

$H_{T,1}$	[kN]	vodorovná síla v příčném směru viz kap. 2.7 [9]
$n_r$	[-]	počet nosníku jeřábové dráhy
$F_K$	[kN]	hnací síla podle (4.4)
$\varphi_5$	[-]	součinitel dynamického zatížení
$l_s$	[m]	vzdálenost nosníků kol v příčném směru
$l_K$	[m]	vzdálenost prvního a posledního příčnicku

**Poměr vodorovných sil v příčném směru a svislých sil**

$$\beta = \frac{H_{T,1}}{G} \quad (4.8)$$

$$\beta = \frac{53}{3562} = 0,015$$

kde:

$H_{T,1}$	[kN]	vodorovná síla v příčném směru
-----------	------	--------------------------------



### 4.1.2 Kontrola hlavního příčnicku

Jelikož se na hlavní příčnický přenáší celkové zatížení od většiny částí pecního vozu, takže je jasné, že právě jednotlivé hlavní příčnický budou namáhány nejvíce, a proto dosavadní příčnický, jež jsou tvořeny nosníky profilu I300 (dle pomocných výpočtů nevyhovují), v rámci optimalizace zaměním za dva nosníky profilu U300 způsobem zobrazeným na obr. 4.1.

a) Spojitá zatížení jednotlivých částí:

#### Vlastní tíha plechu P5x0,85

$$q_P = m_{P5} \cdot g \cdot \gamma_{Gsup} \quad (4.9)$$

$$q_P = 33,4 \cdot 10 \cdot 1,35 = 451 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} = 0,45 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$$

kde:

$q_P$	[kN · m <sup>-2</sup> ]	spojité zatížení vlastní tíhy plechu P5x0,85
$m_{P5}$	[kg]	hmotnost 1 m délky plechu P5x0,85
$g$	[m · s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení zaokrouhlené
$\gamma_{Gsup}$	[-]	součinitel stálého zatížení od jeřábu

#### Vlastní tíha nosníků U300

$$q_U = 2 \cdot m_{U300} \cdot g \cdot \gamma_{Gsup} \quad (4.10)$$

$$q_U = 2 \cdot 46,2 \cdot 10 \cdot 1,35 = 1247,4 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} = 1,25 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$$

kde:

$q_U$	[kN · m <sup>-2</sup> ]	spojité zatížení vlastní tíhy plechu nosníku U300
$m_{U300}$	[kg]	hmotnost 1 m délky nosníku U300
$g$	[m · s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení zaokrouhlené
$\gamma_{Gsup}$	[-]	součinitel stálého zatížení od jeřábu

#### Celkové zatížení od vlastní tíhy příčnicku

$$q_1 = q_P + q_U \quad (4.11)$$

$$q_1 = 0,45 + 1,25 = 1,7 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$$

kde:

$q_U$	[kN · m <sup>-1</sup> ]	spojité zatížení vlastní tíhy plechu nosníku U300 dle (4.10)
$q_P$	[kN · m <sup>-1</sup> ]	spojité zatížení vlastní tíhy plechu P5x0,85 dle (4.9)

#### Vlastní tíha vyzdívky

$$q_2 = \rho_p \cdot r_p \cdot g \cdot \gamma_{Gsup} \quad (4.12)$$

$$q_2 = 674 \cdot 0,85 \cdot 10 \cdot 1,35 = 7734,2 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} = 7,7 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$$

kde:

$\rho_p$	[kg·m <sup>-2</sup> ]	měrná hmotnost vyzdívky viz tab. 3.3
$r_p$	[m]	rozteč příčníků
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení zaokrouhlené
$\gamma_{Gsup}$	[-]	součinitel stálého zatížení od jeřábu

**Podložka nad příčníkem**

$$q_3 = \frac{m_p \cdot g \cdot \gamma_{Gsup}}{l_p} \quad (4.13)$$

$$q_3 = \frac{2000 \cdot 10 \cdot 1,35}{4} = 6750 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} = 6,75 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$$

kde:

$m_p$	[kg]	maximální hmotnost 1 podložky
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení zaokrouhlené
$\gamma_{Gsup}$	[-]	součinitel stálého zatížení od jeřábu
$l_p$	[m]	délka podložky

**Vsázka rozložena 1/6 na podložku**

$$q_4 = \frac{1}{6} \cdot \frac{m_{VSmax} \cdot g \cdot \varphi_2 \cdot \gamma_{Gsup}}{l_p} \quad (4.14)$$

$$q_4 = \frac{1}{6} \cdot \frac{270000 \cdot 10 \cdot 1,13 \cdot 1,35}{4} = 171618,75 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1} = 171,6 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$$

kde:

$m_{VSmax}$	[kg]	maximální hmotnost vsazky
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení zaokrouhlené
$\gamma_{Gsup}$	[-]	součinitel stálého zatížení od jeřábu
$l_p$	[m]	délka podložky
$\varphi_2$	[-]	součinitel dynamického zatížení

**Zatížení od vodorovné síly v podélném směru**

$$Q = (m_{VSmax} \cdot g \cdot \varphi_2 \cdot \gamma_{Gsup} \cdot e_{VS} + m_{Pmax} \cdot g \cdot \gamma_{Gsup} \cdot e_P + m_V \cdot g \cdot \gamma_{Gsup} \cdot e_V + m_{PV} \cdot g \cdot \gamma_{Gsup} \cdot e_{PV} + m_{Kcelk} \cdot g \cdot \gamma_{Gsup} \cdot e_K) \cdot \frac{\alpha}{l_k} \quad (4.15)$$

$$Q = (270 \cdot 10 \cdot 1,13 \cdot 1,35 \cdot 2,66 + 30 \cdot 10 \cdot 1,35 \cdot 1,385 + 34 \cdot 10 \cdot 1,35 \cdot 0,91 + 18,2 \cdot 10 \cdot 1,35 \cdot 0,57 + 4 \cdot 10 \cdot 1,35 \cdot 0,18) \cdot \frac{0,06}{9,35} = 77,5 \text{ kN}$$

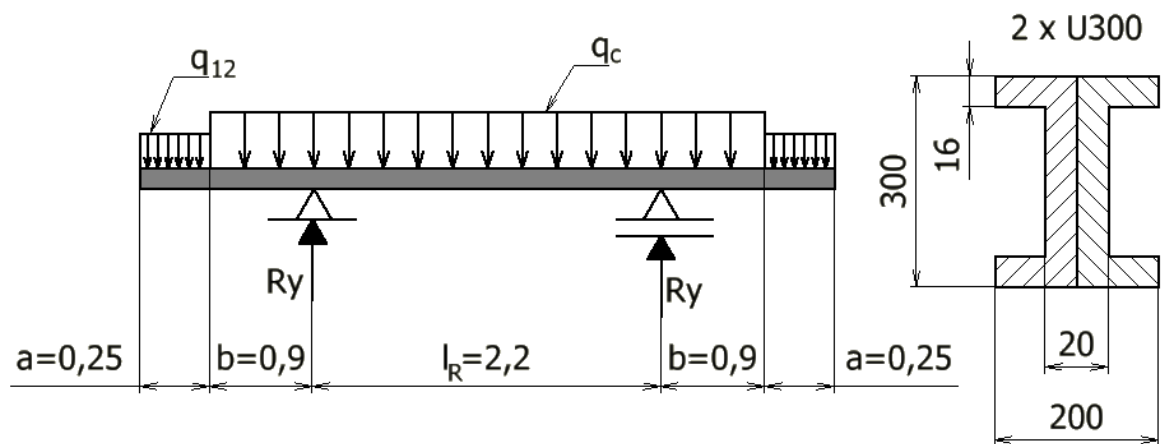
$$q_5 = \frac{Q}{l_p} \quad (4.16)$$

$$q_5 = \frac{77,5}{4} = 19,4 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$$

kde:

$m_{VSmax}$	[t]	maximální hmotnost vsázky
$m_{Pmax}$	[t]	maximální hmotnost všech podložek
$m_{PV}$	[t]	hmotnost pecního vozu
$m_V$	[t]	hmotnost vyzdívky pecního vozu
$m_{Kcelk}$	[t]	celková hmotnost všech kol
$\gamma_{Gsup}$	[-]	součinitel stálého zatížení od jeřábu
$l_P$	[m]	délka podložky
$Q$	[kN]	vodorovná síla v podélném směru dle (4.15)
$\varphi_2$	[-]	součinitel dynamického zatížení
$\alpha$	[-]	poměr vodorovných sil v podélném směru a svislých sil dle (4.6)
$e_{VS}$	[m]	těžiště vsázky
$e_P$	[m]	těžiště podložek
$e_V$	[m]	těžiště vyzdívky
$e_{PV}$	[m]	těžiště pecního vozu
$e_K$	[m]	těžiště kol

b) Pevnostní kontrola nosníku



Obr. 4.1 – Schéma s parametry příčnicku

Zatížení příčnicku

$$q_{12} = q_1 + q_2 \quad (4.17)$$

$$q_{12} = 1,7 + 7,7 = 9,4 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$$

$$q_C = q_1 + q_2 + q_3 + q_4 + q_5 \quad (4.18)$$

$$q_C = 1,7 + 7,7 + 6,75 + 171,6 + 19,4 = 207,2 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$$

kde:

$q_{12}$	$[\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}]$	zatížení pouze od vlastní tíhy příčnicku a vyzdívky
$q_C$	$[\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}]$	celkové spojitě zatížení na příčník
$q_1$	$[\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}]$	zatížení od vlastní tíhy příčnicku dle (4.11)
$q_2$	$[\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}]$	zatížení od vyzdívky dle (4.12)
$q_3$	$[\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}]$	zatížení od podložky dle (4.13)
$q_4$	$[\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}]$	zatížení vsázky dle (4.14)
$q_5$	$[\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}]$	zatížení od vodorovné síly v podélném směru dle (4.16)

**Rovnice silové rovnováhy**

$$\sum F_x = 0 \quad (4.19)$$

$$\sum F_y = 0 \rightarrow 2 \cdot R_y - q_{12} \cdot 2 \cdot a - q_C \cdot (l_R + 2 \cdot b) = 0 \quad (4.20)$$

$$R_y = \frac{q_{12} \cdot 2 \cdot a + q_C \cdot (l_R + 2 \cdot b)}{2}$$

$$R_y = \frac{9,4 \cdot 2 \cdot 0,25 + 207,2 \cdot (2,2 + 2 \cdot 0,9)}{2} = \underline{416,8 \text{ kN}}$$

kde:

$R_y$	$[\text{kN}]$	reakce v ose kol vozu
$q_{12}$	$[\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}]$	zatížení pouze od vlastní tíhy příčnicku a vyzdívky dle (4.17)
$q_C$	$[\text{kN} \cdot \text{m}^{-2}]$	celkové spojitě zatížení na příčník (4.18)
$l_R$	$[\text{m}]$	vzdálenost kol v příčném směru vozu viz obr. 4.1
$a$	$[\text{m}]$	vzdálenost viz obr. 4.1
$b$	$[\text{m}]$	vzdálenost viz obr. 4.1

**Maximální posouvající síla Tmax**

$$T_{(x1=0,25)} = -q_{12} \cdot x_1 \quad (4.21)$$

$$T_{(x1=0,25)} = -9,4 \cdot 0,25 = -2,35 \text{ kN}$$

$$T_{(x2=0,9)} = -q_{12} \cdot x_1 - q_C \cdot x_2 \quad (4.22)$$

$$T_{(x2=0,9)} = -9,4 \cdot 0,25 - 207,2 \cdot 0,9 = -188,83 \text{ kN}$$

$$T_{(x3=0)} = -q_{12} \cdot x_1 - q_C \cdot x_2 + R_y \quad (4.23)$$

$$T_{(x3=0)} = -9,4 \cdot 0,25 - 207,2 \cdot 0,9 + 416,8 = 228 \text{ kN}$$

$$T_{MAX} = T_{(x3=0)} = \underline{228 \text{ kN}} \quad (4.24)$$

kde:

$x_1$	$[\text{m}]$	úsek působení posouvající síly viz obr.4,2
$x_2$	$[\text{m}]$	úsek působení posouvající síly viz obr.4,2
$x_3$	$[\text{m}]$	úsek působení posouvající síly viz obr.4,2

**Ohybový moment  $M_o$** 

$$M_{o(x_1=0,25)} = q_{12} \cdot x_1 \quad (4.25)$$

$$M_{o(x_1=0,25)} = 9,4 \cdot 0,25 = 2,35 \text{ kNm}$$

$$M_{o(x_2=0,9)} = \frac{q_c}{2} \cdot x_2^2 + q_{12} \cdot x_1 \quad (4.26)$$

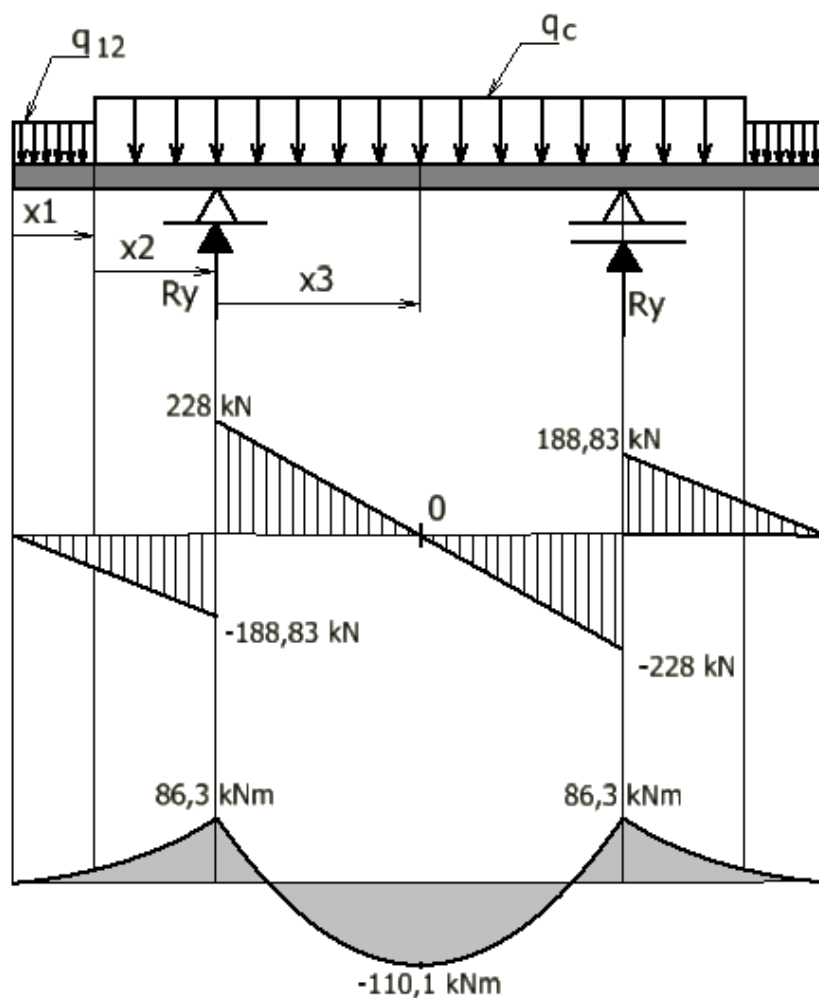
$$M_{o(x_2=0,9)} = \frac{207,2}{2} \cdot 0,9^2 + 9,4 \cdot 0,25 = 86,3 \text{ kNm}$$

$$M_{o(x_3=1,1)} = -\frac{q_c}{2} \cdot (x_1 + x_2 + x_3)^2 - q_{12} \cdot x_1 + R_y \cdot x_3 \quad (4.27)$$

$$M_{o(x_3=1,1)} = -\frac{207,2}{2} \cdot (0,25 + 0,9 + 1,1)^2 - 9,4 \cdot 0,25 + 416,8 \cdot 1,1 = -69,1 \text{ kNm}$$

kde:

$x_1$ [m]	úsek působení ohybového momentu viz obr.4,2
$x_2$ [m]	úsek působení ohybového momentu viz obr.4,2
$x_3$ [m]	úsek působení ohybového momentu viz obr.4,2



Obr. 4.2 – Schéma příčniku se zobrazeným průběhem zatížení

**Maximální ohybový moment**

$$M_{o_{MAX}} = \frac{1}{8} \cdot q_C \cdot l_R^2 \quad (4.28)$$

$$M_{o_{MAX}} = \frac{1}{8} \cdot 207,2 \cdot 2,2^2 = \underline{125,4 \text{ kNm}}$$

kde:

$M_{o_{MAX}}$	[kNm]	maximální ohybový moment příčnicku
$q_C$	[kNm <sup>-1</sup> ]	celkové spojitě zatížení na příčník (4.18)
$l_R$	[m]	vzdálenost kol v příčném směru vozu viz obr. 4.1

**Kontrola na ohyb**

$$M_{c,Rd} = \frac{W_{o_{př}} \cdot f_y}{\gamma_{M0}} \quad (4.29)$$

$$M_{c,Rd} = \frac{1070 \cdot 10^3 \cdot 235}{1,15} = 218,7 \cdot 10^6 \text{ Nmm} = 218,7 \text{ kNm}$$

$$\frac{M_{o_{MAX}}}{M_{c,Rd}} \leq 1,0 \quad (4.30)$$

$$\frac{125,4}{218,7} \leq 1,0$$

$$\underline{0,57 \leq 1,0 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}}$$

kde:

$M_{c,Rd}$	[kNm]	návrhová únosnost v ohybu dle kap. 6.2.5 [10]
$W_{o_{př}}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu příčnicku
$f_y$	[MPa]	mez pevnosti v kluzu pro ocel S235
$\gamma_{M0}$	[-]	součinitel únosnosti průřezu dle kap. 6.1 [10]

**Kontrola na smyk**

$$A_V = (A - 2 \cdot b \cdot t_1 + (t_w + R) \cdot t_1) \cdot 2 \quad (4.31)$$

$$A_V = (5880 - 2 \cdot 100 \cdot 16 + (10 + 16) \cdot 16) \cdot 2 = 4528 \text{ mm}^2$$

$$V_{pl,Rd} = \frac{A_V \cdot f_y}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{M0}} \quad (4.32)$$

$$V_{pl,Rd} = \frac{4528 \cdot 235}{\sqrt{3} \cdot 1,15} = 534214,7 \text{ N} = 534,2 \text{ kN}$$

$$\frac{T_{MAX}}{V_{pl,Rd}} \leq 1,0 \quad (4.33)$$

$$\frac{228}{534,2} \leq 1,0$$

$$\underline{\underline{0,43 \leq 1,0 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}}}$$

kde:

$V_{pl,Rd}$	[kN]	návrhová plastická únosnost ve smyku dle kap. 6.2.6 [10]
$A_V$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha pro smyk příčnicku
$b$	[mm]	šířka profilu U300 [8]
$t_1$	[mm]	tloušťka pásnice profilu U300 [8]
$t_w$	[mm]	tloušťka stojiny profilu U300 [8]
$R$	[mm]	poloměr zaoblení u stojiny profilu U300 [8]
$T_{MAX}$	[kN]	maximální posouvající síla v příčnicku dle (4.24)
$f_y$	[MPa]	mez pevnosti v kluzu pro ocel S235
$\gamma_{M0}$	[-]	součinitel únosnosti průřezu dle kap. 6.1 [10]

#### **Kontrola žebra příčnicku nad osou kola na tlak**

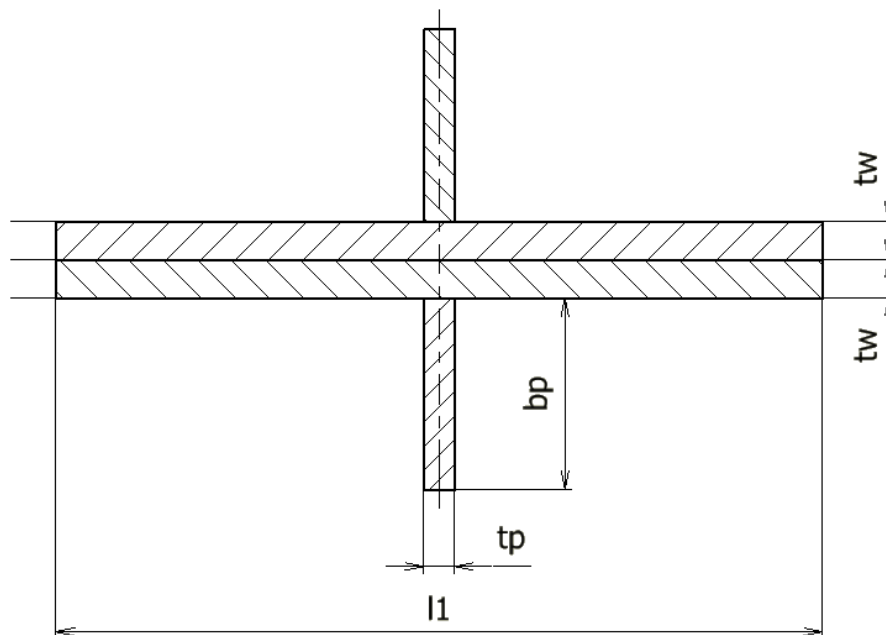
Volím 2x PLECH P8x80.

$$A_z = 2 \cdot l_1 \cdot t_w + 2 \cdot t_p \cdot b_p \quad (4.34)$$

$$A_z = 2 \cdot 320 \cdot 10 + 2 \cdot 8 \cdot 80 = 7680 \text{ mm}^2$$

$$N_{c,Rd} = \frac{A_z \cdot f_y}{\gamma_{M0}} \quad (4.35)$$

$$N_{c,Rd} = \frac{7680 \cdot 235}{1,15} = 1569,4 \cdot 10^3 \text{ N} = 1569,4 \text{ kN}$$



**Obr. 4.3 – Řez příčnickem v místě uložení žebra**

$$\frac{R_y}{N_{c,Rd}} \leq 1,0 \quad (4.36)$$

$$\frac{416,8}{1569,4} \leq 1,0$$

$$\underline{\underline{0,27 \leq 1,0}} \Rightarrow \textbf{VYHOVUJE}$$

kde:

$N_{c,Rd}$	[kN]	návrhová únosnost průřezu prostém tlaku dle kap. 6.2.4 [10]
$A_z$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha tlaku žebra na příčník
$b_p$	[mm]	šířka plechu P8x80 [8]
$t_p$	[mm]	tloušťka plechu P8x80 [8]
$t_w$	[mm]	tloušťka stojiny profilu U300 [8]
$l_1$	[mm]	délka působení tlakové síly
$R_y$	[kN]	reakce v ose kol vozu dle (4.20)
$f_y$	[MPa]	mez pevnosti v kluzu pro ocel S235
$\gamma_{M0}$	[-]	součinitel únosnosti průřezu dle kap. 6.1 [10]

#### c) Nosný plech

Tento PLECH P5x850, který je hlavním úložným prvkem vyzdívky, resp. soustava těchto pásů plechu svařených v jeden úložný celek, nebudu v rámci optimalizace měnit, neboť by tím vzrostla hmotnost pecního vozu, za předpokladu, že vyhoví kontrole na ohyb.

#### Zatížení od vlastní tíhy plechu

$$q_{UP} = \rho_p \cdot g \cdot \gamma_{Gsup} + m_p \cdot g \cdot \gamma_{Gsup} \quad (4.37)$$

$$q_{UP} = 674 \cdot 10 \cdot 1,35 + 40 \cdot 10 \cdot 1,35 = 9639 \text{ N} \cdot \text{m}^{-2} = 9,64 \text{ kN} \cdot \text{m}^{-2}$$

kde:

$\rho_p$	[kg·m <sup>-2</sup> ]	měrná hmotnost vyzdívky viz tab. 3.3
$m_p$	[kg]	hmotnost plechu P5 na 1 m délky
$\gamma_{Gsup}$	[-]	součinitel stálého zatížení od jeřábu

#### Maximální ohybový moment nosného plechu

$$Mo_{max} = \frac{1}{10} \cdot q_{UP} \cdot l_{UP} \quad (4.38)$$

$$Mo_{max} = \frac{1}{10} \cdot 9,64 \cdot 0,725 = 0,7 \text{ kNm}$$

kde:

$q_{UP}$	[kN · m <sup>-2</sup> ]	zatížení od vlastní tíhy plechu dle (4.37)
$l_{UP}$	[m]	vzdálenost podpěr plechu P5



**Kontrola nosného plechu na ohyb**

$$M_{c,Rd} = \frac{W_{o_{pl}} \cdot f_y}{\gamma_{M0}} \quad (4.39)$$

$$M_{c,Rd} = \frac{4,167 \cdot 10^3 \cdot 235}{1,15} = 0,85 \cdot 10^6 \text{ Nmm} = 0,85 \text{ kNm}$$

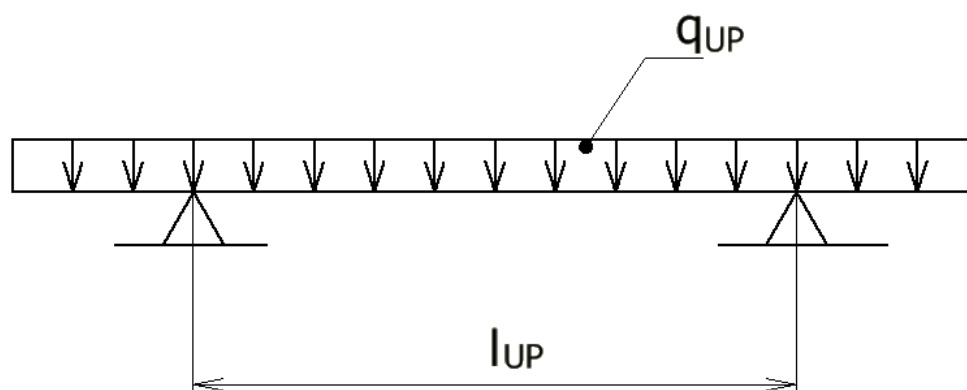
$$\frac{M_{o_{MAX}}}{M_{c,Rd}} \leq 1,0 \quad (4.40)$$

$$\frac{0,7}{0,85} \leq 1,0$$

$$\underline{\underline{0,82 \leq 1,0 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}}}$$

kde:

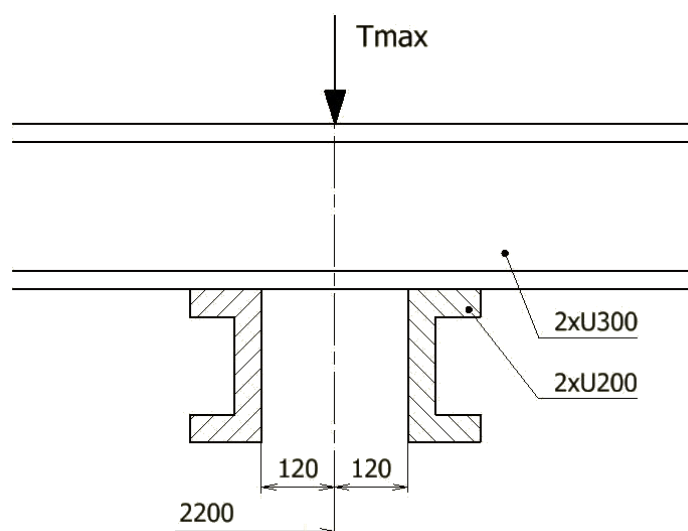
$M_{c,Rd}$	[kNm]	návrhová únosnost v ohybu dle kap. 6.2.5 [10]
$W_{o_{př}}$	[mm <sup>3</sup> ]	modul průřezu v ohybu příčnicku
$f_y$	[MPa]	mez pevnosti v kluzu pro ocel S235
$\gamma_{M0}$	[-]	součinitel únosnosti průřezu dle kap. 6.1 [10]
$M_{o_{MAX}}$	[kNm]	maximální ohybový moment plechu P5 dle (4.38)



**Obr. 4.4 – Schéma uložení nosného plechu P5 a jeho rozměry**

**4.1.3 Kontrola podélníku**

Podélník je složen ze dvou nosníků profilu U200, jež jsou ve vzájemné vzdálenosti 240 mm. Tato sestava je použita ještě jednou a tvoří tak podvozek pecního vozu, na němž jsou upevněny ložiskové domky s koly, o celkovém rozchodu 2 200 mm. Tyto podélníky jsou zatíženy přímo nad koly hlavními nosníky (příčnický). Proto podélník není zatížen ohybovým momentem, tudíž jej stačí zkontrolovat pouze na smyk.



Obr. 4.5 – Schéma uložení podélníků pod příčnickem

**Kontrola na smyk**

$$A_p = (A - 2 \cdot b \cdot t_1 + (t_w + R) \cdot t_1) \cdot 2 \quad (4.41)$$

$$A_p = (3220 - 2 \cdot 75 \cdot 11,5 + (8,5 + 11,5) \cdot 11,5) \cdot 2 = 2530 \text{ mm}^2$$

$$V_{c,Rd} = \frac{A_p \cdot f_y}{\sqrt{3} \cdot \gamma_{M0}} \quad (4.42)$$

$$V_{c,Rd} = \frac{2530 \cdot 235}{\sqrt{3} \cdot 1,15} = 298490 \text{ N} = 298,5 \text{ kN}$$

$$\frac{T_{MAX}}{V_{c,Rd}} \leq 1,0 \quad (4.43)$$

$$\frac{228}{298,5} \leq 1,0$$

$$\underline{\underline{0,76 \leq 1,0 \Rightarrow \text{VYHOVUJE}}}$$

kde:

$V_{c,Rd}$	[kN]	návrhová pružná únosnost ve smyku dle kap. 6.2.6 [10]
$A_p$	[mm <sup>2</sup> ]	plocha pro smyk podélníků
$A$	[mm <sup>2</sup> ]	Plocha průřezu profilu U200 [8]
$b$	[mm]	šířka profilu U200 [8]
$t_1$	[mm]	tloušťka pásnice profilu U200 [8]
$t_w$	[mm]	tloušťka stojiny profilu U200 [8]
$R$	[mm]	poloměr zaoblení u stojiny profilu U200 [8]
$T_{MAX}$	[kN]	maximální posouvající síla v příčnicku dle (4.24)
$f_y$	[MPa]	mez pevnosti v kluzu pro ocel S235
$\gamma_{M0}$	[-]	součinitel únosnosti průřezu dle kap. 6.1 [10]

## 4.2 KONTROLA A NÁVRH POHONU VOZU

Pomocí těchto výpočtů nejprve zjistím sílu potřebnou k pojezdu již optimalizovaného pecního vozu, která bude bezpochyby větší než u současného vozu, a poté zjistím, zda současný pohon bude vhodný k adekvátnímu pohánění vozu po optimalizaci.

Pokud nebude současný pohon vyhovovat, tak jej vhodně naddimenzuji. Jelikož měl zadavatel práce požadavek, aby tato změna u pohonu byla provedena co nejhospodárněji a neekonomičtěji, tak bude mou snahou nahradit (dimenzovat) pouze elektromotor, při zachování vstupních otáček a tím i převodových částí pohonu (kuželočelní převodovka, ozubený převod, cévové kolo).

### 4.2.1 Výpočet síly k rozjezdu vozu

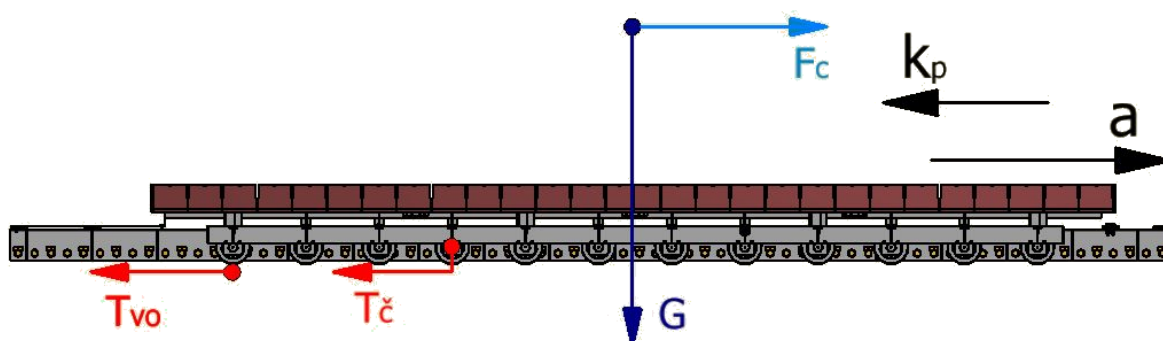
#### Pohybová rovnice

$$m \cdot a = \sum F \quad (4.44)$$

$$\frac{G}{g} \cdot \frac{v}{t} = F_c - T_{\check{c}} - T_{vo}$$

kde:

$G$	[N]	celkové zatížení dle (4.3)
$g$	[m·s <sup>-2</sup> ]	gravitační zrychlení zaokrouhlené
$a$	[m·s <sup>-2</sup> ]	zrychlení vozu
$m$	[kg]	celková hmotnost
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost pojezdu vozu
$t$	[s]	doba rozjezdu vozu
$F_c$	[N]	síla potřebná k rozjezdu vozu dle (4.47) a obr. 4.6
$T_{\check{c}}$	[N]	odpor čepového tření v kolech dle (4.46) a obr. 4.6
$T_{vo}$	[N]	válivý odpor vozu dle (4.45) a obr. 4.6



Obr. 4.6 – Působení všech sil a odporů na pecní vůz dle pohybové rovnice

**Válivý odpor**

$$T_{vo} = \frac{\xi \cdot G}{\frac{D_K}{2}} \quad (4.45)$$

$$T_{vo} = \frac{0,0005 \cdot 3562020}{\frac{0,36}{2}} = 9894,5 \text{ N}$$

kde:

$G$	[N]	celkové zatížení dle (4.3)
$\xi$	[-]	součinitel válivého odporu (ocel-ocel)
$D_K$	[m]	průměr kola pecního vozu

**Odpor čepového tření v kolech**

$$T_{\check{c}} = G \cdot f_{\check{c}} \cdot \frac{d_{\check{c}}}{2} \quad (4.46)$$

$$T_{\check{c}} = 3562020 \cdot 0,005 \cdot \frac{0,11}{2} = 979,6 \text{ N}$$

kde:

$G$	[N]	celkové zatížení dle (4.3)
$f_{\check{c}}$	[-]	součinitel čepového tření
$d_{\check{c}}$	[m]	průměr čepu kola

**Síla potřebná k rozjezdu vozu**

$$F_c = \left( \frac{G}{g} \cdot \frac{v}{t} + T_{\check{c}} + T_{vo} \right) \cdot k_p \quad (4.47)$$

$$F_c = \left( \frac{3562020}{10} \cdot \frac{0,2}{1,5} + 979,6 + 9894,5 \right) \cdot 3 = 175\,103,1 \text{ N} = \underline{175,1 \text{ kN}}$$

kde:

$F_c$	[kN]	síla potřebná k rozjezdu vozu viz odvození (4.44)
$k_p$	[-]	součinitel přídatných odporů

**4.2.2 Výpočet výkonu elektromotoru****Kroutící moment a otáčky na výstupním hřídeli cévového kola**

$$M_{k_{vys}} = F_c \cdot \frac{D_{CK}}{2} \quad (4.48)$$

$$M_{k_{vys}} = 175103,1 \cdot \frac{0,9072}{2} = 79\,426,8 \text{ Nm}$$

$$v = \omega \cdot R = 2 \cdot \pi \cdot n_{vys} \cdot \frac{D_{CK}}{2} \Rightarrow n_{vys} \quad (4.49)$$

$$n_{vys} = \frac{v}{2 \cdot \pi \cdot \frac{D_{CK}}{2}} \quad (4.50)$$

$$n_{vys} = \frac{0,2}{2 \cdot \pi \cdot \frac{0,9072}{2}} = 0,07 \text{ s}^{-1} = 4,2 \text{ min}^{-1}$$

kde:

$F_C$	[N]	síla potřebná k rozjezdu vozu dle (4.47)
$D_{CK}$	[m]	roztečný průměr cévového kola
$v$	[m·s <sup>-1</sup> ]	rychlost pojezdu vozu

### **Převodový poměr ozubeného soukolí**

$$i_{12} = \frac{z_2}{z_1} \quad (4.51)$$

$$i_{12} = \frac{60}{17} = 3,53$$

kde:

$z_2$	[-]	počet zubů ozubeného kola pomocného soukolí
$z_1$	[-]	počet zubů pastorku pomocného soukolí

### **Celkový převodový poměr**

$$i_C = i_{12} \cdot i_P \quad (4.52)$$

$$i_C = 3,53 \cdot 87,86 = 310,15$$

kde:

$i_C$	[-]	celkový převodový poměr od motoru na cévové kolo
$i_{12}$	[-]	převodový poměr ozubeného soukolí
$i_P$	[-]	převodový poměr současné kuželočelní převodovky

### **Kroutící moment a otáčky elektromotoru (vstupní hřídel)**

$$Mk_M = \frac{Mk_{vys}}{i_C} \quad (4.53)$$

$$Mk_M = \frac{79426,8}{310,15} = 256,1 \text{ Nm}$$

$$n_M = n_{vys} \cdot i_C \quad (4.54)$$

$$n_M = 0,07 \cdot 310,15 = 21,71 \text{ s}^{-1} = 1302,6 \text{ min}^{-1}$$

kde:

$Mk_{vys}$	[Nm]	krouticí moment na výstupním hřídeli cévového kola dle (4.48)
$i_C$	[-]	celkový převodový poměr od motoru na cévové kolo dle (4.52)
$n_{vys}$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky cévového kola dle (4.50)

### Výkon elektromotoru

$$P_M = \frac{Mk_M \cdot \omega_M}{\eta_M} = \frac{Mk_M \cdot 2 \cdot \pi \cdot n_M}{\eta_M} \quad (4.55)$$

$$P_M = \frac{256,1 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 21,71}{0,8} = 43\,667,6 \text{ W} = \underline{\underline{43,7 \text{ kW}}}$$

kde:

$P_M$	[kW]	potřebný výkon elektromotoru
$Mk_M$	[Nm]	krouticí moment elektromotoru dle (4.53)
$\omega_M$	[s <sup>-1</sup> ]	úhlová rychlost elektromotoru
$n_M$	[s <sup>-1</sup> ]	otáčky elektromotoru dle (4.54)
$\eta_M$	[-]	účinnost elektromotoru

### 4.2.3 Volba elektromotoru

Volím elektromotor 1LG4 223-4AA51-ZC13 (P=45 kW, n=1 475 min<sup>-1</sup>) viz obr. 4.7.

## Motory s rotorem nakrátko

### Motory 1LG4 - základní řada

Motory šetřící energii - „Zvýšená účinnost“ podle CEMEP, stupeň ochrany krytem IP55, tepelná třída izolace F, 400 V, 50 Hz

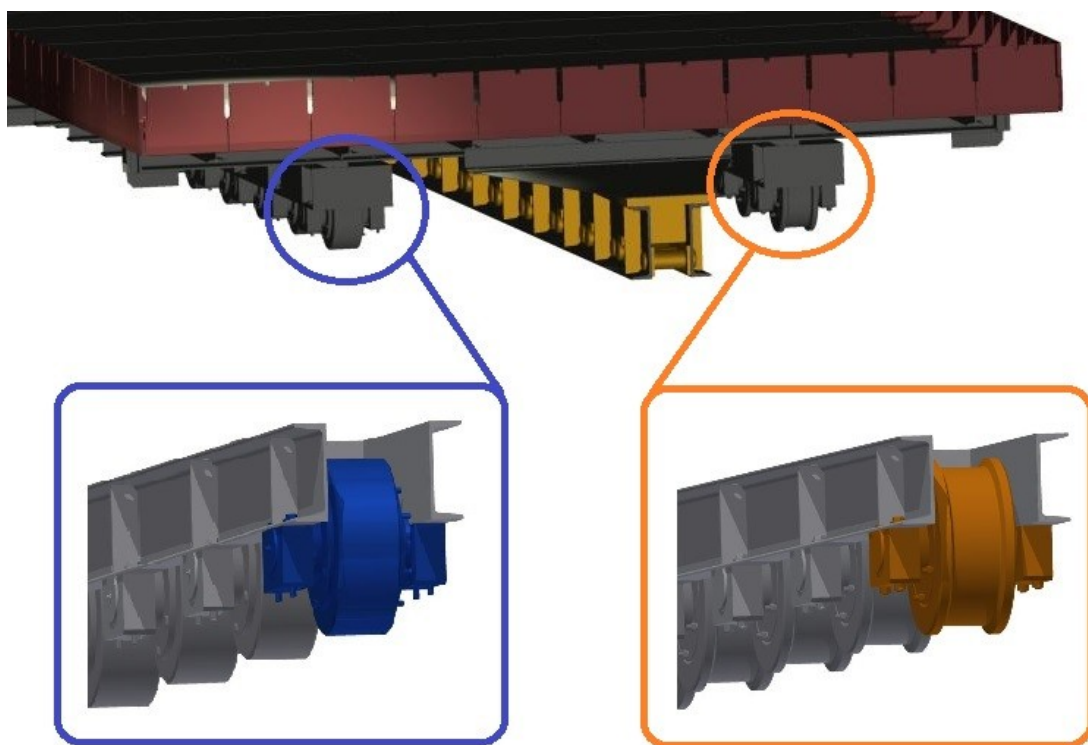
#### Technická data pro výběr a objednávání

Jmeno- vitý výkon	Velikost	Objednací číslo  Zkrácené označení (číslice) pro napětí a tvar viz tabulka níže	Třída účinn- nosti	Jmeno- vité otáčky	Účinnost $\eta$ při 4/4 3/4 jmenovitého výkonu		Účinník $\cos \varphi$ při 4/4 3/4 jmenovitého výkonu		Jmeno- vitý proud při 400 V	Jmeno- vitý moment
kW			EFF2	min <sup>-1</sup>	%	%	-	-	A	Nm
1500 min <sup>-1</sup> , 4 pólové, 50Hz										
18,5	180 M	1LG4 183-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1465	90,4	90,8	0,84	0,77	35	121
22	180 L	1LG4 186-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1465	91,0	91,5	0,84	0,78	41,5	143
30	200 L	1LG4 207-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1465	91,6	92,0	0,85	0,80	56	196
37 •	225 S	1LG4 220-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1475	92,2	92,6	0,85	0,82	68	240
45	225 M	1LG4 223-4AA.. <sup>1)</sup>	2	1475	93,1	93,6	0,86	0,83	81	291

Obr. 4.7 – Výřez z katalogu Siemens elektromotorů řady 1LG4 [16]

### 4.3 KONTROLA POJEZDOVÝCH KOL

Dalším úkolem navýšeného zatížení pecního vozu je prověření použité sestavy pojezdových kol. Tato sestava se skládá z dvojice ložiskových domků připevněných na nosník kol, tzv. podélník, ve kterých je uložena hřídel, respektive osa pojezdového kola. Na této ose je uloženo kolo na dvou dvouřadých soudečkových ložiscích, jež zajišťuje jeho rotační pohyb. Ložiska jsou promazávána pomocí mazací soustavy v ose kola uzavřené maznicí. Na každé straně kola je proti nečistotám, šrouby připevněné, víko a zbývající prostor na ose vyplňují distanční kroužky. Kola jsou na jedné straně vozu s nákolkem, který slouží ke správnému a bezpečnému vedení po koleji, a na straně druhé jsou umístěná kola bez nákolku z důvodu úspory materiálu a efektivity výroby. Což je patrné ze souhrnného obr. 4.8 s detaily obou typů kol.



**Obr. 4.8 – Souhrnný pohled na podvozek pecního vozu s detaily obou typů pojezdových kol**

Tato kontrola obou typů kol bude provedena pomocí pevnostní analýzy MKP, což je numerická metoda sloužící k simulaci průběhů napětí, deformací apod., která spočívá v diskretizaci spojitého kontinua do konečného počtu prvků, kde jsou určovány potřebné parametry v jednotlivých uzlových bodech, ke které bude použita aplikace Autodesk Inventor Professional 2013.

Touto metodou je konečným cílem, u této navržené sestavy obou typů pojezdového kola, zjistit zejména kritická místa namáhání osy kola, určit deformace osy kola a stanovit minimální součinitel bezpečnosti. Před samotnou simulací je nejprve potřeba určit okrajové podmínky. A je nutné uvést, že pro zjednodušení výpočtu je zapotřebí daný 3D model této sestavy hodně zjednodušit, což znamená, nezahrnovat do konečné simulace spojovací součásti (šrouby, matice, podložky), ložiska a jiné, pro celkový pevnostní výpočet nedůležité části. Zjednodušený model pro oba typy pojezdového kola je zobrazen na obr. 4.9 a 4.10.

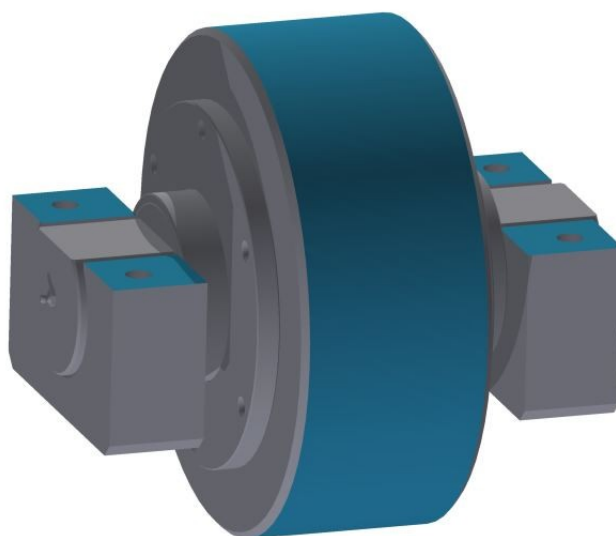
#### **4.3.1 Stanovení okrajových podmínek**

##### **Materiál**

Pro analýzu jsou použity mechanické vlastnosti obyčejné konstrukční oceli, čímž získáme k reálnému materiálu (ocel E 335), který má mechanické vlastnosti podstatně větší, trochu odlišné výsledky. Jednoduše řečeno, pokud bude zjištěno, že navrhnutá sestava pojezdového kola vyhovuje, bude možné ji vyrobit i ze základní konstrukční oceli, v opačném případě bude nutná změna materiálu nejnamáhavější části této sestavy.

##### **Dotyky**

Jelikož se jedná o sestavu, která bude pevně uchycena na podélníku, tak bude vyšetřena pouze za klidového stavu, kde nedochází k posuvu, neboť jde jen o statickou úlohu.

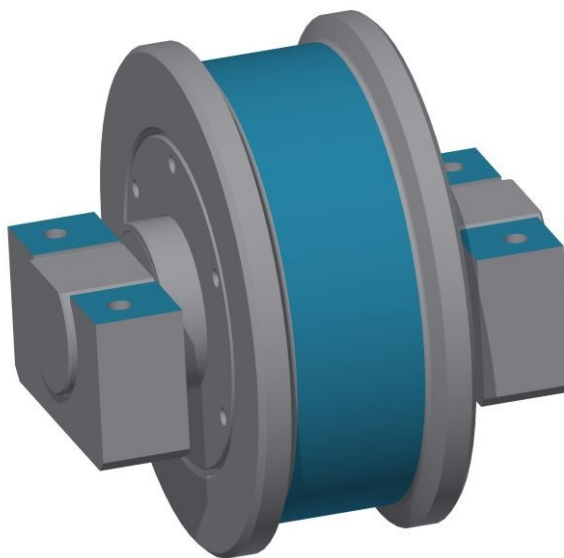


**Obr. 4.9 – Pojezdové kolo bez nákolku s vyznačenými vazbami**



### Vazby

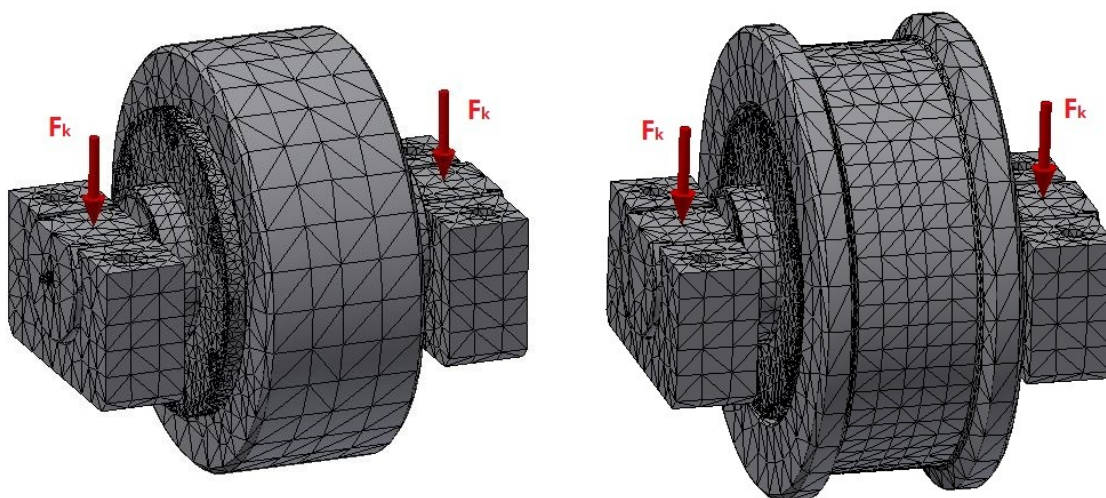
Jak již bylo zmíněno, tak opakuji, že sestava obou typů pojezdových kol je uchycena pomocí šroubů k podélníku, což je dobře viditelné na obr. 4.8. Z této skutečnosti vychází i umístění pevné vazby přímo na styčné plochy ložiskových domků sestavy. A za předpokladu, že se vůz i jeho kola nebudou pohybovat, je pevnou vazbou i samotná plocha kola s kolejnicí. Tyto plochy jsou zvýrazněny na obr. 4.9 a 4.10, a to pro oba typy pojezdových kol vozu.



Obr. 4.10 - Pojezdové kolo s náolkem s vyznačenými vazbami

### Zatížení

Bude zde působit gravitace, kterou je nutné umístit do těžiště konstrukce, v tomto případě, jelikož je tato sestava kola symetrická, do středu samotného kola.



Obr. 4.11 – Zatížení a nastavená síť u obou typů pojezdových kol

Další zatížení vychází z působení celkového zatížení vozu  $G$ . Toto zatížení působí na celý pecní vůz v jeho těžišti, takže velikost síly  $F_k$  působící na pojezdové kolo, především na osu pojezdového kola, je dělitelem všech pojezdových kol vozu. Jelikož se zatížení celého vozu přenáší na kolo ve dvou styčných plochách, respektive na oba konce osy, tak je potřeba počítat se dvěma silami umístěnými dle obr. 4.11. Velikost síly  $F_k$ , která bude použita pro pevnostní analýzu MKP, udává rovnice (4.56).

$$F_k = \frac{G}{i_K} \cdot \frac{1}{2} \quad (4.56)$$

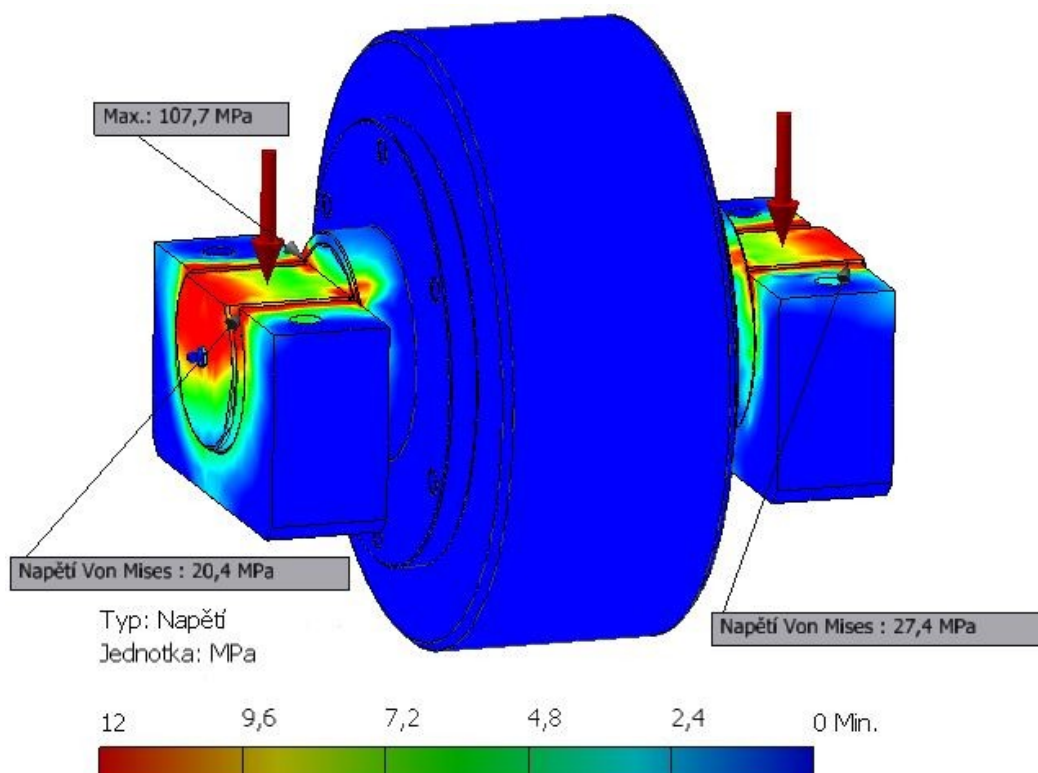
$$F_k = \frac{3562020}{24} \cdot \frac{1}{2} = 74\,209\,N$$

kde:

$F_k$	[N]	síla působící na jednu stranu osy pojezdového kola
$G$	[N]	celkové zatížení na pecní vůz dle (4.3)
$i_K$	[-]	celkový počet kol

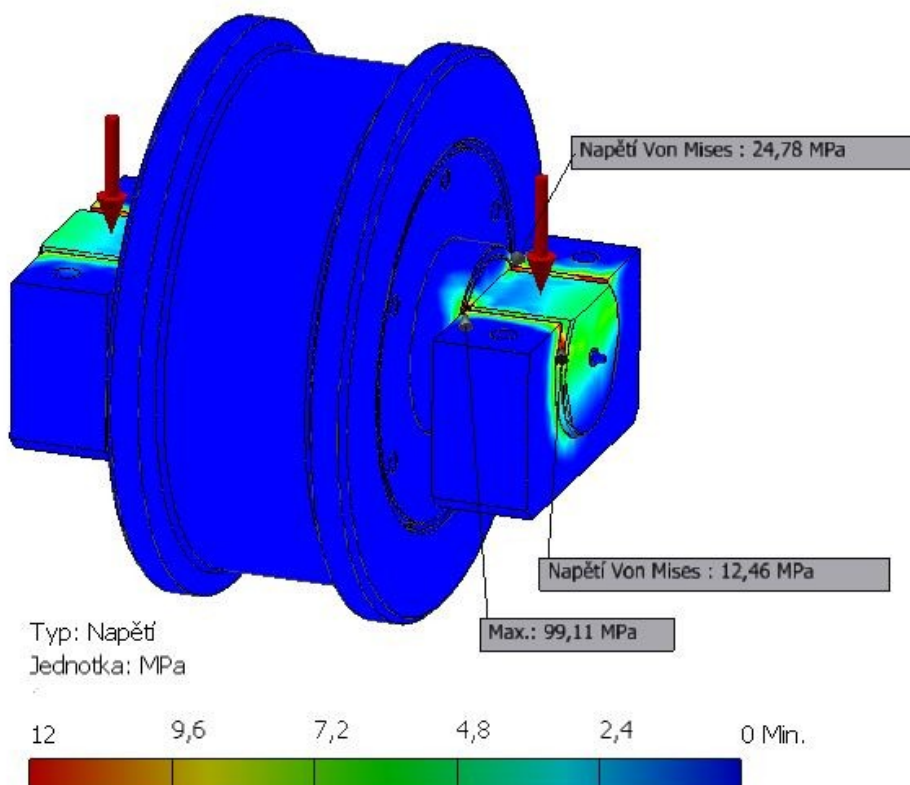
### 4.3.2 Výsledky analýzy MKP

#### Redukované napětí



Obr. 4.12 – Výsledek pevnostní analýzy pojezdového kola bez nákolku – Napětí

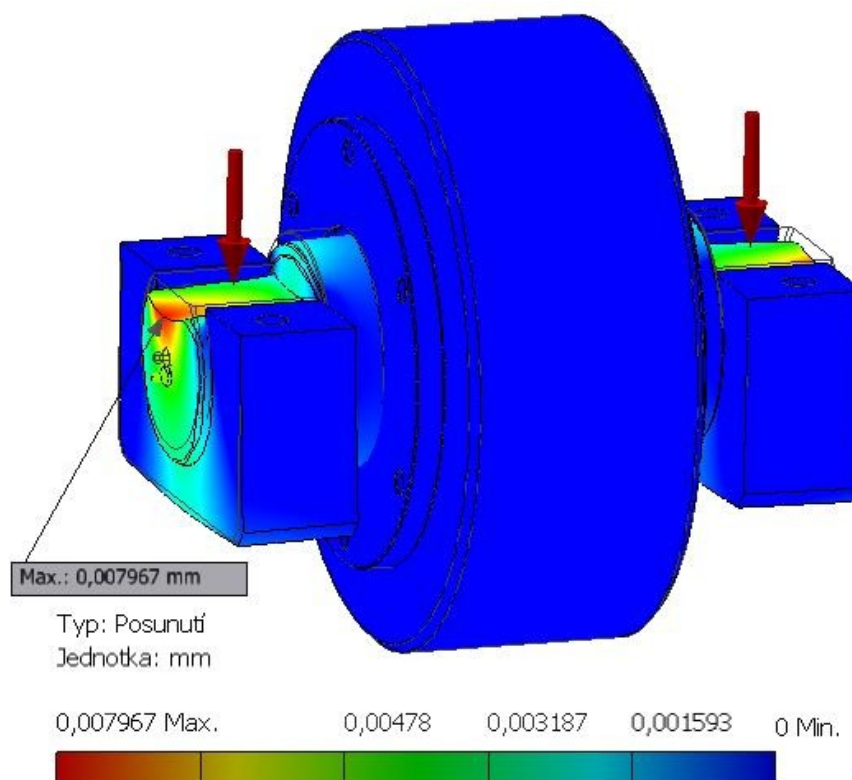
Při pohledu na výsledek působení redukovaného napětí, jak u pojezdového kola bez nákolku (obr. 4.12), tak i u pojezdového kola s nákolkem (obr. 4.13), podle hypotézy HMM je zapotřebí uvést, že pro větší názornost výsledku je zobrazena barevná stupnice maximálního napětí, které se vyskytuje jen v některých částech osy pojezdového kola, ale pro hodnotu asi 10 krát menší. A proto lze vidět plochy, které jsou nejvíce namáhány, i když zde nepůsobí maximální napětí. Místo namáhané maximálním napětím je zobrazeno pomocí zvláštního odkazu a formou odkazu jsou zde zobrazeny i tzv. sondy, jež udávají přesnou hodnotu napětí ve vyšetřovaném místě.



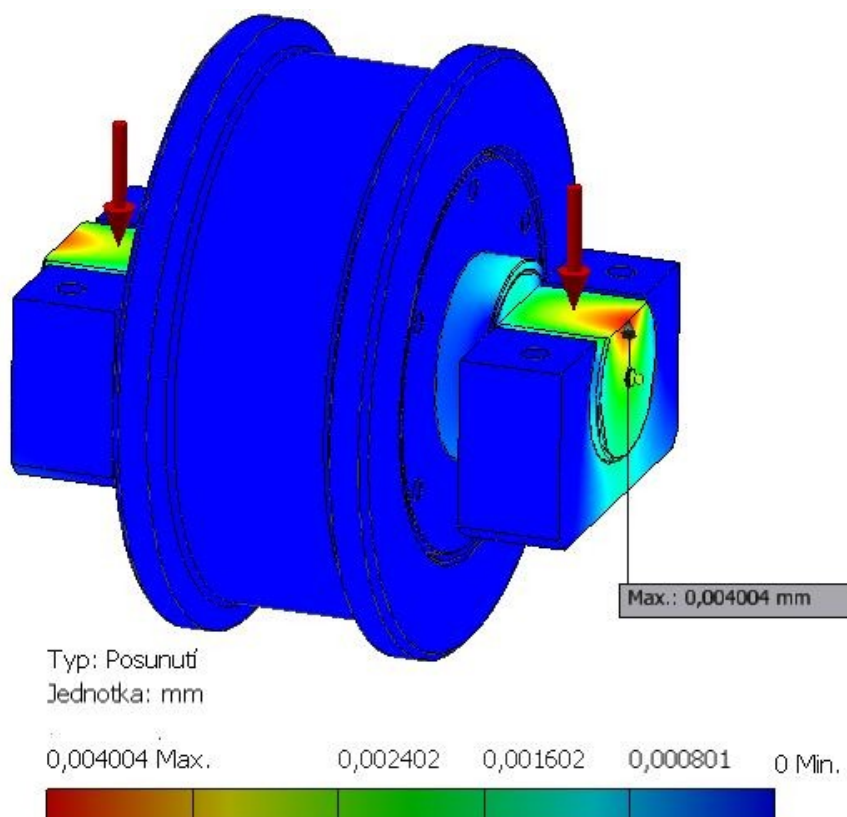
**Obr. 4.13 – Výsledek pevnostní analýzy pojezdového kola s nákolkem – Napětí**

### Deformace

Při působení zadaných sil je osa pojezdového kola plasticky deformována, což je další důležitý výsledek pevnostní analýzy MKP. Výsledek toho, jak se analyzovaná osa kola bez nákolku posouvá (deformuje), je možné vidět na obr. 4.14 nebo v případě kola s nákolkem na obr. 4.15. Pro snadnější pochopení je zde pak znázorněn obrys nezátížené části osy kola. Maximální kritické místo deformace je opět znázorněno pomocí odkazu.



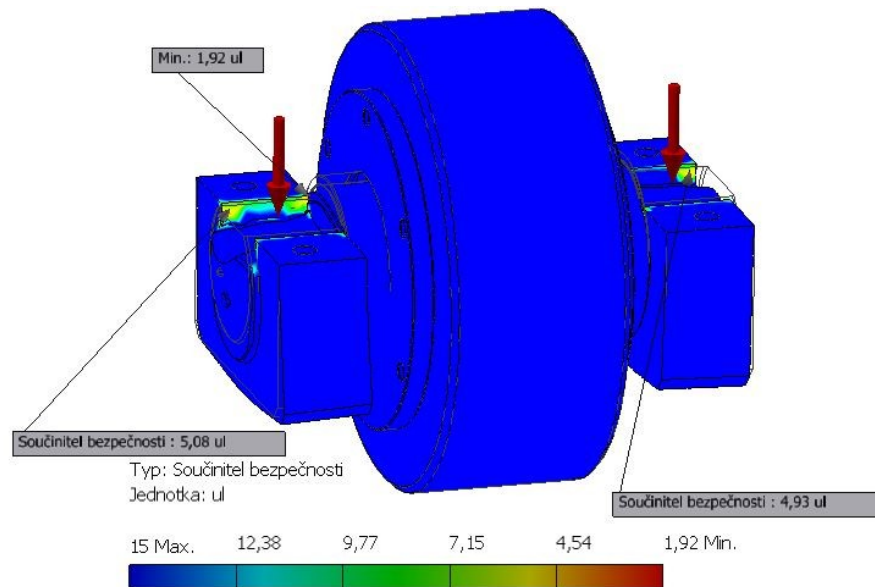
Obr. 4.14 – Výsledek pevnostní analýzy pojezdového kola bez nákolku – Deformace



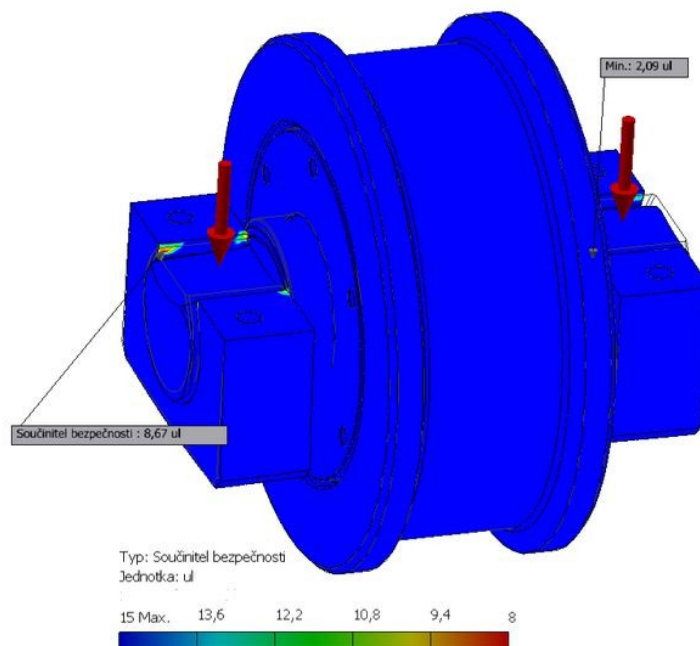
Obr. 4.15 – Výsledek pevnostní analýzy pojezdového kola s nákolkem – Deformace

### Součinitel bezpečnosti

Poslední důležitý výsledek analýzy je patrný na obr. 4.16 u kola bez nákolku a následně pak na obr 4.17 pro pojezdové kolo s náolkem. Jedná se o zobrazení součinitele bezpečnosti v částech sestavy kola, se kterým je možné počítat, pokud bude tato sestava namáhána zadaným zatížením, a také je to určitá výstupní hodnota současného návrhu, neboť ukazuje, zda je pojezdové kolo dimenzováno pro optimalizací požadované zatížení.



**Obr. 4.16 – Výsledek pevnostní analýzy pojezdového kola bez nákolku – Součinitel bezpečnosti**



**Obr. 4.17 – Výsledek pevnostní analýzy pojezdového kola s náolkem – Součinitel bezpečnosti**

### 4.3.3 Vyhodnocení výsledků

Po zapsání všech důležitých výsledků, tedy jejich maximálních hodnot, či minimálních v případě součinitele bezpečnosti, do přehledné tabulky (tab. 4.1) a při pohledu na grafické výsledky, jež jsou patrné z obrázků výše, je potřeba vyhodnotit jejich přínos pro danou optimalizaci.

**Tab. 4.1 – Souhrn výsledků pevnostní analýzy pojezdových kol**

Název veličiny	Kolo bez nákolku	Kolo s náolkem
Hmotnost	157 kg	180 kg
Max. Redukované napětí	107,7 MPa	99,11 MPa
Max. Deformace	0,008 mm	0,004 mm
Min. Součinitel bezpečnosti	1,92	2,09

Při pohledu na výsledky pevnostní analýzy MKP, jež byla provedena pro oba typy pojezdových kol pecního vozu, do tab. 4.1 i na obr. 4.12 a 4.13 je patrné, že se maximální redukované napětí při daném zatížení vyskytuje jen v kritických místech u zaoblení osy kola. Navíc je tato maximální hodnota redukovaného napětí v dovoleném rozmezí napětí pro materiál, ze kterého je osa kola vyrobena, takže je možné považovat stávající materiál i konstrukci pojezdových kol za vyhovující i pro zatížení po optimalizaci.

V případě maximální deformace se jedná o zanedbatelnou hodnotu a výsledná hodnota minimálního součinitele bezpečnosti se zdá být neuspokojivá, zejména pokud jde o pecní vůz pracující v těžkých podmínkách, ale jelikož se tato hodnota vyskytuje pouze v kritickém místě osy kola, tak se nejedná o hodnotu nedostatečně bezpečnou.

Po srovnání výsledků obou typu kol je možné konstatovat, že se všechny hodnoty velice shodují, což je dáno především minimálními rozdíly v konstrukci samotných kol.



## **5 ZÁVĚR**

Tato diplomová práce se zabývala optimalizací konstrukce pecního vozu, který slouží k přepravě vsázky do vozové pece. Hlavním cílem bylo především navýšení nosnosti pecního vozu z původní nosnosti 200 tun, na 300 tun, včetně hmotnosti podložek. Toto téma bylo zadáno společností VÍTKOVICE MECHANIKA a.s., která také zadala podrobnější technické parametry, jež byly zohledněny při samotném řešení této optimalizace. Společnost VÍTKOVICE MECHANIKA a.s. poskytla pro potřeby této práce detailní rozměry současného stavu, nejen pecního vozu, ale také samotné žíhací pece, které jsou nezbytné pro úspěšné provedení dané optimalizace.

Byla provedena analýza současného stavu, nejen pecního vozu a jeho pohonu, ale i samotné žíhací pece, především z důvodu rozměrové kompatibility pecního vozu a prostoru samotné žíhací pece, který nesměl být, dle požadavků zadavatele, nijak pozměněn. V rámci této optimalizace bylo navrženo posílení pohonu pecního vozu.

Hlavní část práce se zabývá statickým výpočtem kritických míst konstrukce s již navrhnutými změnami v rámci řešené optimalizace. Následně byl proveden výpočet naddimenzování současného pohonu a návrh vhodného elektromotoru, při zachování všech převodových částí i náhonu, dle požadavku uvedeného v úvodu této práce. Součástí práce je i pevnostní analýza pomocí MKP, která ověřila kontrolu pojezdových kol. Tato analýza byla provedena pomocí programu Autodesk Inventor Professional 2013. V rámci analýzy byly vyhotoveny přehledné simulační modely, z nichž bylo zjištěno maximální napětí, deformace a minimální součinitel bezpečnosti u sestavy obou typů pojezdových kol.

## **SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY**

- [1] PŘÍHODA, Miroslav a Pavel HAŠEK. *Hutnické pece*. Ostrava: Vysoká škola báňská Ostrava, 1983, 384 s.
- [2] BALABÁNOV, Vladimír. *Výpočet a konstrukce pecí III*. Ostrava: Vysoká škola báňská, 1957, 41 s.
- [3] MACHÁČKOVÁ, Adéla a Lenka MRŇKOVÁ. *Průmyslové pece: studijní opora*. Vyd. 1. Ostrava: Vysoká škola báňská - Technická univerzita Ostrava, Fakulta metalurgie a materiálového inženýrství, 2014, 1 sv. (nestránkováno). ISBN 978-80-248-3589-1.
- [4] IZER, Jiří. *Kolejové vozy*. 1. vyd. Bratislava: Alfa, 1986, 378 s.
- [5] KRČÁL, Otakar, Karel FRYDRÝŠEK a Ludmila ADÁMKOVÁ. *Příklady z pružnosti a pevnosti I*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 124s. ISBN 978-80-248-1826-9.
- [6] KOLÁŘ, Josef. *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. Vyd. 1. V Praze: České vysoké učení technické, 2009, 276 s. ISBN 978-80-01-04237-3.
- [7] JEŘÁBEK, Karel. *Metodika konstruování*. Vyd. 1. Praha: České vysoké učení technické, 1982, 59 s.
- [8] LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, 914 s. ISBN 80-736-1033-7.
- [9] ČSN EN 1991-3. *Eurokód 1: Zatížení konstrukcí - Část 3: Zatížení od jeřábů a strojního vybavení*. 2008. Český normalizační institut.
- [10] ČSN EN 1993-1-1. *Eurokód 3: Navrhování ocelových konstrukcí – Část 1-1: Obecná pravidla a pravidla pro pozemní stavby*. 2011. Ed. 2. Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví.
- [11] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pohony a převody*. 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2000, v, 211 s. ISBN 80-7078-806-2.
- [12] E-therm TZ, s.r.o. [online]. 2015 [cit. 2015-03-29]. Dostupné z: <http://www.ethermtz.cz/>
- [13] Realistic, a.s. [online]. 2015 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: <http://www.realistic.cz/aktuality/175-plynova-vozova-pec>
- [14] KLL, s.r.o. [online]. 2015 [cit. 2015-04-25]. Dostupné z: [http://www.kll.cz/pages/zavazecivuz\\_prekladacbram.htm](http://www.kll.cz/pages/zavazecivuz_prekladacbram.htm)
- [15] FCE.VUTBR [online]. 2015 [cit. 2015-05-01]. Dostupné z: <http://www.fce.vutbr.cz/KDK/pilgr.m/Prvky-material.htm#KAP-1>
- [16] MOTOR-GEAR a.s. [online]. 2015 [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <http://www.motorgear.cz/elektromotory-siemens-1lg4-1lg6>
- [17] VÍTKOVICE MACHINERY GROUP a.s. [online]. 2015 [cit. 2015-05-11]. Dostupné z: <http://www.vitkovice.cz/web/guest/profil>



## **SEZNAM TABULEK**

**Tab. 3.1** - Hlavní parametry vozové žíhací pece

**Tab. 3.2** – Základní parametry pecního vozu

**Tab. 3.3** – Materiály použité ve vyzdívce a jejich vlastnosti

**Tab. 4.1** – Souhrn výsledků pevnostní analýzy pojezdových kol

## **SEZNAM OBRÁZKŮ**

- Obr. 2.1** – Příklad komorové pece s pevnou nístějí
- Obr. 2.2** – Příklad komorové pece s pohyblivou nístějí (vozová pec)
- Obr. 2.3** - Ukázka vysokorychlostních hořáků
- Obr. 2.4** – Vrata pece umístěna na pecním voze
- Obr. 2.5** - Příklad pohonu pomocí cévového ozubení
- 
- Obr. 3.1** – Vozová žíhací pec č. 18 ve Vítkovicích
- Obr. 3.2** – Současný stav pecního vozu s podložkami
- Obr. 3.3** – Schéma příčného řezu zadaným pecním vozem
- Obr. 3.4** – Schéma podélného řezu zadaným pecním vozem
- Obr. 3.5** – Současný stav pohonu pecního vozu
- Obr. 3.6** – Model sestavy současného pohonu pecního vozu
- 
- Obr. 4.1** – Schéma s parametry příčníku
- Obr. 4.2** – Schéma příčníku se zobrazeným průběhem zatížení
- Obr. 4.3** – Řez příčníkem v místě uložení žebra
- Obr. 4.4** – Schéma uložení nosného plechu P5 a jeho rozměry
- Obr. 4.5** – Schéma uložení podélníků pod příčníkem
- Obr. 4.6** – Působení všech sil a odporů na pecní vůz dle pohybové rovnice
- Obr. 4.7** – Výřez z katalogu Siemens elektromotorů řady 1LG4
- Obr. 4.8** – Souhrnný pohled na podvozek vozu s detaily obou typů pojezdových kol
- Obr. 4.9** – Pojezdové kolo bez nákolku s vyznačenými vazbami
- Obr. 4.10** - Pojezdové kolo s náolkem s vyznačenými vazbami
- Obr. 4.11** – Zatížení a nastavená síť u obou typů pojezdových kol
- Obr. 4.12** – Výsledek pevnostní analýzy pojezdového kola bez nákolku – Napětí
- Obr. 4.13** – Výsledek pevnostní analýzy pojezdového kola s náolkem – Napětí
- Obr. 4.14** – Výsledek pevnostní analýzy pojezdového kola bez nákolku – Deformace
- Obr. 4.15** – Výsledek pevnostní analýzy pojezdového kola s náolkem – Deformace

**Obr. 4.16** – Výsledek pevnostní analýzy pojezdového kola bez nákolku –  
Součinitel bezpečnosti

**Obr. 4.17** – Výsledek pevnostní analýzy pojezdového kola s náolkem –  
Součinitel bezpečnosti

## **SEZNAM VÝKRESOVÉ DOKUMENTACE**

DP-KRU0031-S1 – SESTAVA PECNÍHO VOZU (Sestava)

DP-KRU0031-S2 – POJEZDOVÉ KOLO S NÁKOLKY (Sestava)

DP-KRU0031-S3 – POJEZDOVÉ KOLO (Sestava)

DP-KRU0031-D1 – VÍKO KOLA (Výrobní výkres)

DP-KRU0031-D2 – DRŽÁK OSY (Výrobní výkres)

DP-KRU0031-D3 – OSA KOLA (Výrobní výkres)

DP-KRU0031-D4 – KOLO S NÁKOLKY (Výrobní výkres)

DP-KRU0031-D5 – KOLO (Výrobní výkres)